

**ENTWICKLUNG UND UNTERSUCHUNG EINES
STEUER- UND ABSCHALTORGANS
FÜR EINEN SCHNELLEN BRUTREAKTOR MIT
MODIFIZIERTEM OFFENEM KERN**

Doktorarbeit
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur
der Abteilung für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von
SHYAMAL GOSWAMI
aus Agra/Indien

Bochum 1983

Entwicklung und Untersuchung eines Steuer- und Abschaltorgans
für einen Schnellen Brutreaktor mit modifiziertem offenem Kern

Doktorarbeit

zur Erlangung des Grades

Doktor-Ingenieur

der Abteilung für Maschinenbau

der Ruhr-Universität Bochum

von

Shyamal Goswami

aus Agra/Indien

Bochum 1983



Doktorarbeit eingereicht am : 15. Dezember 1982
Tag der mündlichen Prüfung : 8. Februar 1983
Referent : Prof. Dr. rer. nat. A. Ziegler
Korreferent : Prof. Dr.-Ing. E. O. Schneidersmann

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Reaktortechnik im Institut für Energietechnik der Ruhr-Universität Bochum.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. A. Ziegler, dem Inhaber des Lehrstuhls für Reaktortechnik, danke ich für die Anregung zu dieser Arbeit, für sein stetes Interesse und die großzügige Förderung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. E. O. Schneidersmann gilt mein Dank für die Übernahme des Korreferates.

Ferner möchte ich allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Reaktortechnik für die Unterstützung bei der Durchführung der Versuche und den Mitarbeitern der Werkstatt des Instituts für Energietechnik für die sorgfältige Fertigung der Versuchsanlage danken.

Bochum, Februar 1983

Shyamal Goswami

Übersicht:

Die hier vorliegende Dissertation stellt ein neu konzipiertes Steuer- und Abschaltorgan vor, das zur Leistungsregelung und Schnellabschaltung des Schnellen Brutreaktors mit modifiziertem offenem Kern eingesetzt werden soll, dessen Entwicklung am Lehrstuhl für Reaktortechnik an der Ruhr-Universität Bochum betrieben wird.

Die Aufgabe, die als wissenschaftlicher Beitrag zu bewerten ist, bestand darin, ausgehend von unter Reaktorbedingung bewährten Konstruktionselementen, ein neues Steuer- und Abschaltorgan zu entwerfen, das wirtschaftliche und betriebstechnische Vorteile aufweist.

Dieses Steuer- und Abschaltorgan wurde in seiner Dimension und Konstruktion den vorhandenen Anforderungen angepaßt. Als Grundlage für den Antrieb dient das Magnetic-Jack-Prinzip, das hier in einer verbesserten Form zur Anwendung gelangt. Neu ist dabei, daß das Prinzip des magnetischen Schritthebers mit einer pneumatischen Beschleunigung verbunden wurde.

Die Verbesserungen liegen hauptsächlich in der Einzelteilreduzierung und Systemvereinfachung.

Da im Falle eines Schnellschlusses die Erdbeschleunigung keine ausreichend geringe Abschaltzeit gewährleistet, wurde ein druckbeaufschlagendes Beschleunigungssystem entwickelt, bei dem die Abschaltzeit bei nur ca. 600 ms liegt. Um dies zu erreichen war es notwendig die zu beschleunigende Anfangsmasse zu reduzieren. Dies führte zur Konstruktion einer Scramkupplung, die den oberen Stabteil vom unteren druckbeschleunigten Teil trennt.

Die Kupplung wurde dabei so optimiert, daß ein leichtes Lösen möglich ist und kein Verklemmen auftreten kann.

Das An- und Abkoppeln des Absorbers im Normalbetrieb erfolgt durch eine neu entwickelte Klauenkupplung, die in einer Funktionsprüfung ihre Leichtgängigkeit bewies.

Inhaltsverzeichnis:

	Seite
1. Einleitung	1
2. Bedeutung der Steuer- und Abschaltorgane im Hinblick auf Reaktivitätsstörungen	4
3. Bisherige Steuer- und Abschaltorgane	8
3.1 Erstabschaltsystem	9
3.1.1 Aufbau	9
3.1.2 Funktionsablauf des Erstabschaltsystems	13
3.2 Zweitabschaltsystem	15
3.2.1 Aufbau	15
3.2.2 Funktionsablauf des Zweitabschaltsystems	19
4. Konzeptfestlegung	22
4.1 Aufgaben	22
4.2 Konstruktive Forderungen	22
4.2.1 Erstanforderungen an die Steuer- und Abschalt- organe	22
4.2.2 Zweitanforderungen an die Steuer- und Abschalt- organe	23
4.3 Einsatzbedingungen	23
4.4 Konzept	27
5. Konstruktion, Analyse und Berechnung der einzelnen Baugruppen	32
5.1 Die Antriebseinheit	38
5.1.1 Konstruktionsbeschreibung und Funktionsweise	38
5.1.2 Berechnungsverfahren und Wahl der Berechnungsart	44
5.1.2.1 Berechnung der Spulen als magnetische Kreise	46
5.1.3 Berechnung der Hub-, Halte- und Greifspule	48
5.2 Absorberkupplung und Steuereinheit	55
5.2.1 Pneumatische Steuereinheit	55
5.2.2 Kupplungseinheit	58
5.2.3 Funktionsprüfung	60
5.3 Scrameinheit	62
5.3.1 Aufbau und Funktion	62
5.3.2 Scrammagnet	65
5.3.2.1 Tragfähigkeitsmessung des Scrammagneten	67
5.3.3 Scramkupplung	69
5.3.3.1 Funktionsprüfung	76

	Seite
5.3.4 Auslegung des Beschleunigungssystems	71
5.3.5 Bremssystem	85
5.4 Dämpfungseinheit	87
5.4.1 Aufbau und Funktion	87
5.4.2 Optimierung der Dämpfung	88
5.5 Stellungsanzeigeeinheit	98
5.5.1 Analoge Stellungsanzeige	98
5.2 Mehrspulenpositionsanzeige	99
5.5.3 Differentialdetektor-Positionsanzeige	100
5.5.4 Digitale Stellungsanzeige	103
5.5.5 Endstellungserfassung	103
6 Fallversuchsaufbau	105
6.1 Messung der Fallgeschwindigkeit	106
7 Diskussion der Fallversuche	108
8. Auswahl der Werkstoffe	116
8.1 Rohrteile des Stabes	116
8.2 Antrieb und Scrammagnet	118
8.3 Pneumatikkomponenten	118
8.4 Übrige Bauteile	118
9. Zusammenfassung	120
10. Literaturverzeichnis	123

1. Einleitung

Bedingt durch den steigenden Energiebedarf und durch die Einsicht, daß dieser Bedarf in den nächsten Jahrzehnten sinnvoll durch Kernenergie gedeckt werden kann, laufen seit den sechziger Jahren in allen führenden Industriestaaten Versuche, mit dem Ziel, die vorhandenen Uranvorräte besser zu nutzen, als in Leicht-Wasser-Reaktoren. Dies führte zur Entwicklung der Reaktorsysteme mit über 1 liegenden Konversionsraten, die während ihres Betriebes mehr Spaltstoff erzeugen, als sie verbrauchen, den sogenannten Schnellen-Brut-Reaktoren. Diese können die Ausnutzung des Natururans in ganz entscheidendem Maße verbessern. Deswegen ist eine höhere Brutrate erwünscht.

Die schnellen Brüter werden im Uran-Plutonium-Zyklus betrieben, wobei Plutonium der Spaltstoff und Uran 238 der Brutstoff ist. Die Verwendung des Plutoniums als Spaltstoff mit seiner hohen Spaltungsneutronenausbeute im schnellen Energiebereich und der geringeren parasitären Absorption ergibt einen Neutronenüberschuß, der zum Brüten verfügbar ist. Dies kommt in dem höheren Wert für $\alpha = \Sigma_c / \Sigma_f$ zum Ausdruck.

Durch das Weglassen der Brennelementkästen wird der Brutfaktor bedeutend erhöht, was einer der wesentlichen Faktoren für das kastenlose Konzept ist.

Die Gründe für den Einsatz von Brennelementkästen sind:

- Durch entsprechende Drosselung am Fuß der Elemente, die einen Strömungskanal darstellen, die Strömungsgeschwindigkeit der jeweiligen Leistungsdichte anzupassen.
- Die Ausbreitung eines Natrium-Void zu verhindern.
- Die Aufnahme der Kräfte durch die Halterung und Verspannung des Kerns.

Neben der schon genannten parasitären Absorption werden durch die Verwendung von Brennelementkästen noch einige Nachteile in Kauf genommen, die im folgenden kurz dargestellt werden sollen.

- Die Kühlkanaldrosselung der Brennelementkästen, die nur einmal für die gesamte Einsatzzeit der Brennelemente eingestellt, während der Reaktorbetriebszeit nicht variiert werden kann. Mit zunehmendem Aufbau von Plutonium verändert sich jedoch die Leistung in den verschiedenen Kanälen der Brutzone, ohne daß die Kühlmittelströme dem neuen Zustand angepaßt werden können.
- In der aufwärtsgerichteten Kühlkanalströmung bildet sich entsprechend dem radialen Leistungsgefälle ein radialer Temperaturgradient. Dieser bewirkt eine nach außen orientierte Krümmung der Brennelemente und Brennstäbe, da die Seiten,

die zur Reaktormitte gewandt sind, die jeweils höchste Temperatur aufweisen. Wird die Krümmung behindert, treten erhebliche Biegespannungen auf. Obwohl die Elemente an ihren Endpunkten fixiert sind, wird eine Biegung nicht vollständig verhindert, da auch die Führungsplatte aufgrund der hohen Temperatur, die das austretende Kühlmittel besitzt, eine entsprechende Wärmedehnung erfährt. Die größtmögliche Ausdehnung beträgt 4 mm im eingespannten Zustand, während die Ausdehnung ohne Verwendung einer Führungsplatte mit Bewegungsfreiheit im oberen Teil, 8 mm beträgt. /16/. Es kann somit zu Schwierigkeiten beim Brennelementwechsel kommen.

- Ein weiterer Nachteil ist das unterschiedliche Temperaturprofil der Brennelementkästen und der benachbarten Absorberkästen. Dies bewirkt unterschiedliche Verbiegungen und führt zu konstruktiven Problemen.
- Schließlich ist noch bezüglich der Neutronenökonomie zu bemerken, daß sich die Strukturmaterialien der Brennelementkästen nachteilig auf diese auswirken.

Die oben aufgeführten Nachteile bilden die Basis für das von Ziegler /1/ vorgeschlagene Konzept eines offenen Cores ohne Brennelementkästen. Der Fortfall der Brennelementkästen bewirkt, soweit bisher bekannt, keine Verminderung der Sicherheit. Die weitere Ausbreitung der lokalen Überhitzung infolge einer Blockade wird nun ausgeschlossen, da sich die Strömung auch radial über den ganzen Kern verteilen kann.

Es resultiert also eine nahezu gleichmäßige Temperaturverteilung in radialer Erstreckung über den Kern. Durch die größere frei verfügbare Strömungsfläche ist ein geringerer Druckverlust entlang des Kerns zu erwarten.

Eine radiale Ausdehnung eines Natrium-Voids in einem offenen Core bringt, wie man bisher sehen kann, keine Nachteile mit sich.

Der Grundgedanke, für den Wegfall des Kastens und das Erreichen einer gleichmäßigen Temperaturverteilung durch Ausnutzung der Querströmung, erfordert eine Neugestaltung des Kerns, also konstruktive Veränderungen, die die Funktion des Kastens übernehmen.

Ein Beibehalten der Absorberkästen bringt Probleme mit sich, da sie wie harte Säulen in einem weichen Kern wirken und dadurch Kräfte auf Nachbarelemente verursachen. Dadurch wird das Konzept eines "Weichen Regelstabes" nahegelegt, d.h. Verwendung dünnerer Absorberstäbe. Durch die Gestaltung der Brennelemente als integrierte Elemente, die sowohl die Brennstäbe, als auch die Führungsrohre für die Absorberstäbe beinhalten, so wie es in den bewährten Druckwasser-Reaktoren der

Fall ist, erhalten die Brennelemente ihre Steifigkeit, da die Führungsrohre das Skelett für das Brennelement darstellen. Die Verwendung dünnerer Absorberstäbe erfordert eine höhere Stabanzahl und dadurch eine Erhöhung der Steuerstabantriebszahl.

Die dadurch eingeeengten Platzverhältnisse auf dem Reaktordeckel und die Forderung einer größeren Anzahl von Antrieben fordert einen schlankeren und kostengünstigeren Antrieb, der im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelt und untersucht wurde. Dabei werden vor allem Anforderungen hinsichtlich der technischen Einfachheit und Sicherheit gestellt. Die Notwendigkeit eines diversitären Systems ist hier nicht gegeben, da, wegen des geringeren radialen Temperaturgradienten, eine Verbiegung der Elemente nicht zu erwarten ist.

Die oben genannten Forderungen erfüllt der auf dem Magnetic-Jack-Prinzip basierende Antrieb, der sich durch geringe Störungsanfälligkeit auszeichnet und im Gegensatz zum Kugelumlaufspindelantrieb ein Minimum an beweglichen Teilen besitzt und eine zu anderen Systemen reduzierte Anzahl an Komponenten im Regel- und Abschaltantrieb aufweist. Dies hat eine Erhöhung der Zuverlässigkeit zur Folge.

Da die zum Abschalten des Reaktors verfügbare Zeit im "Zehntel-Sekunden-Bereich" liegt, ist eine Beschleunigung des Abschaltstabes nötig. Die Verwendung einer pneumatischen Beschleunigungsvorrichtung für die Schnellabschaltung ist gewählt worden, weil sich die Abschaltorgane in einer Schutzgasatmosphäre befinden und somit die Beschleunigungsvorrichtung an eine vorhandene Druckversorgung angeschlossen werden kann.

Das oben vorgeschlagene Konzept des offenen Kerns und die daraus resultierenden technischen Anforderungen führten zu der im folgenden beschriebenen Konstruktion und Untersuchung eines neuen Steuer- und Abschaltorgans.

2. Bedeutung der Steuer- und Abschaltorgane im Hinblick auf Reaktivitätsstörungen

Die Reaktivitätsstörungen können in einem natriumgekühlten Brutreaktor bei Normalbetrieb durch mehrere Mechanismen entstehen.

Die kleinen Störungen können inhärent und mit Hilfe der Regelung kompensiert werden. Bei etwas größeren Störungen greift die Leistungsbegrenzung ein, bevor Reaktorschnellabschaltung erfolgen kann.

Die Steuer- und Abschaltorgane haben keinen Einfluß mehr auf die Reaktivität, wenn der Reaktor die promptkritische Grenze erreicht hat, da der schnelle Reaktor bei Überschreitung der promptkritischen Grenze wegen der kleinen Lebensdauer der Neutronen ($\Lambda = 3,4 \cdot 10^{-7} \text{ s}$) wesentlich schnellere Leistungsänderungen durchführt. Abbildung (1) stellt die Abhängigkeit der Reaktorperiode von der Reaktivität für einen thermischen Reaktor und einen schnellen Reaktor dar. Bei kleinen Reaktivitäten verhalten sich beide Reaktoren etwa gleich, erst wenn die promptkritische Grenze überschritten wird, weist der schnelle Reaktor eine um den Faktor 10^{-2}

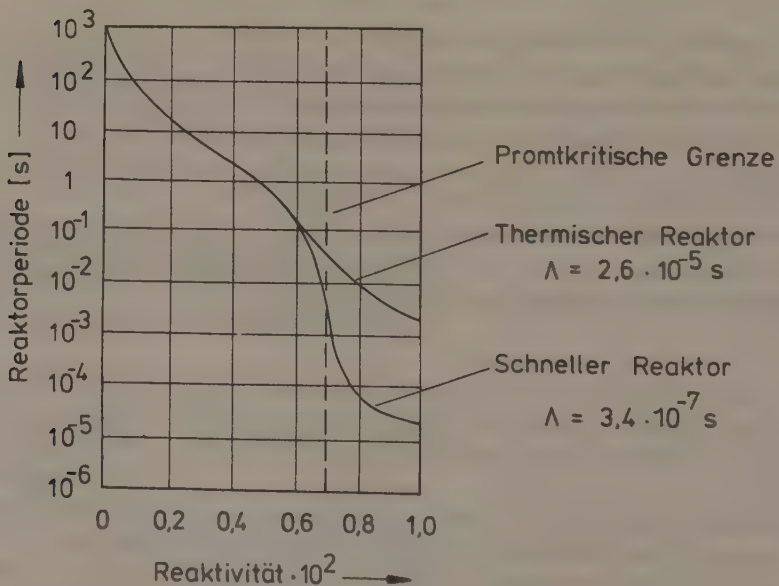


Abb. 1 : Abhängigkeit der Reaktorperiode von der Reaktivität

geringere Reaktorperiode auf und somit einen umso schnelleren Leistungsanstieg. Grundsätzlich wird man die Annäherung oder Überschreitung dieser Grenze zu vermeiden suchen, da das normale Abschaltssystem in diesem Bereich zu langsam ist, zu hohe Leistungen zu verhindern. Allerdings steigt und fällt die Reaktivität nicht nur durch den Einfluß der Reaktorperiode und Lebensdauer der Neutronen. In der Realität führen Leistungstransienten in schnellen Reaktoren zu Rückwirkungen auf die Reaktivität hauptsächlich durch den Dopplereffekt.

Die Störfälle mit einer Reaktivitätsstörung, die zu einer Schnellabschaltung führen, sind:

- Ausfahren eines Steuerstabes mit maximaler Geschwindigkeit bei Nennleistung
- Ausfahren aller Steuerstäbe nacheinander mit maximaler Geschwindigkeit bei Nennleistung oder Quelleistung
- Ausfahren aller Steuerstäbe gleichzeitig mit maximaler Geschwindigkeit bei Nennleistung oder Quelleistung
- stufenförmige Absenkung der Spaltzoneneintrittstemperatur des Kühlmittels um 60°C bei Nennleistung
- Ausfall aller Pumpen
- Ausfall einer Primärpumpe
- Blockieren einer Primärpumpe
- Einschleusung einer mittelgroßen Gasblase in die Spaltzone
- Einschleusung einer großen Gasblase in die Spaltzone
- Primärleitungsbruch am Pumpendruckstutzen
- Bruch am Reaktortank-Eintrittsstutzen
- Bruch einer Eintrittsleitung innerhalb des Reaktortanks

Folgende Schnellschlußanregungen sind empfindlich gegenüber Reaktivitätsstörungen:

- Neutronenfluß zu hoch
- Verhältnis Neutronenfluß zu Primärkühlmitteldurchsatz zu hoch
- Mittlere Kernaustrittstemperatur zu hoch
- Änderungsgeschwindigkeit der mittleren Kernaustrittstemperatur zu hoch
- Ungleichheit der primären Kühlmitteldurchsätze
- Natriumspiegel im Reaktortank zu niedrig

Das wichtigste Kriterium für das Abschaltssystem ist sein Zeitverhalten, das auch für den Fall der denkbar schnellsten Reaktivitätsstörung unzulässig hohe Temperaturen verhindern muß, so daß die Siedetemperatur des Natriums und/oder die Schmelztemperatur des Brennstoffs nicht überschritten werden. Wesentlich für

dieses Zeitverhalten ist die Geschwindigkeit der Abschaltstäbe, sowie ihre Verzögerungszeit bis zum Auslösen der Stabbewegung. Die Bewegungsgeschwindigkeit der Abschaltstäbe muß so groß sein, daß die resultierende negative Reaktivitätsänderung in der Lage ist, die Reaktivitätsstörung zu kompensieren. Die zulässige Verzögerungszeit ist der Störungsgeschwindigkeit und dem Reaktivitätszuwachs umgekehrt proportional.

Die Verzögerungszeit summiert sich aus einer Kette von Baugruppen, die von den Meßverzögerungen der Neutronenmeßgeräte, den Signalverzögerungen der Sicherheits-schaltungen bis zu den mechanischen Verzögerungen der Abschaltstäbe reicht, die z.B. durch die Auslöse- und Beschleunigungszeiten hervorgerufen werden. Da die Mechanik der Abschaltstäbe den wesentlichen Teil der Verzögerungszeit ausmacht, ist es hier besonders schwierig, diese Zeit zu minimieren.

Um Aussage über das Zeitverhalten der Abschaltstäbe machen zu können, aus denen hervorgeht, wann dem System spätestens negative Reaktivität zugeführt werden muß, um eine überprompte Reaktivitätsstörung zu beherrschen wird in Abbildung (2) eine hypothetische stufenförmige Reaktivitätsstörung von 1,05 β dargestellt.

Die prompte Kritikalität führt zu einer steilen Leistungsexkursion, die vom schnell wirksamen Dopplereffekt beendet wird. Während die Brennstofftemperatur sofort zu einem hohen Wert steigt, folgt die Natriumtemperatur mit einer gewissen Verzögerung und erreicht ca. 700°C.

Die von der Neutronenflußanregung ausgelöste Reaktorschnellabschaltung erfolgt nach einer effektiven Reaktionszeit von 0,4 s. Bis zu diesem Zeitpunkt haben die Reaktivitätsrückwirkungen die Störfallreaktivität deutlich unter den promptkritischen Punkt kompensiert. Die Leistung reduziert sich innerhalb von Millisekunden von der Exkursionsspitze, die etwa dem 70-fachen der Nennleistung entspricht, auf das 4-fache der Nennleistung.

Es würde zum Natriumsieden und Schmelzen des Brennstoffes führen, falls die Schnellabschaltung nicht erfolgt.

Aus Abbildung (2) ist ersichtlich, daß trotz der negativen Reaktivität durch den Abschaltstab, die Erhöhung der Natriumtemperatur erst ca. 200 ms später beendet wird.

Ohne die Schnellabschaltung käme es zum Sieden des Natriums innerhalb von weiteren 600 ms und somit zu einer Reaktivitätserhöhung durch den Natrium-Void. Für eine Beherrschbarkeit ist in jedem Fall ein Brennstoffschmelzen und Natriumsieden zu vermeiden.

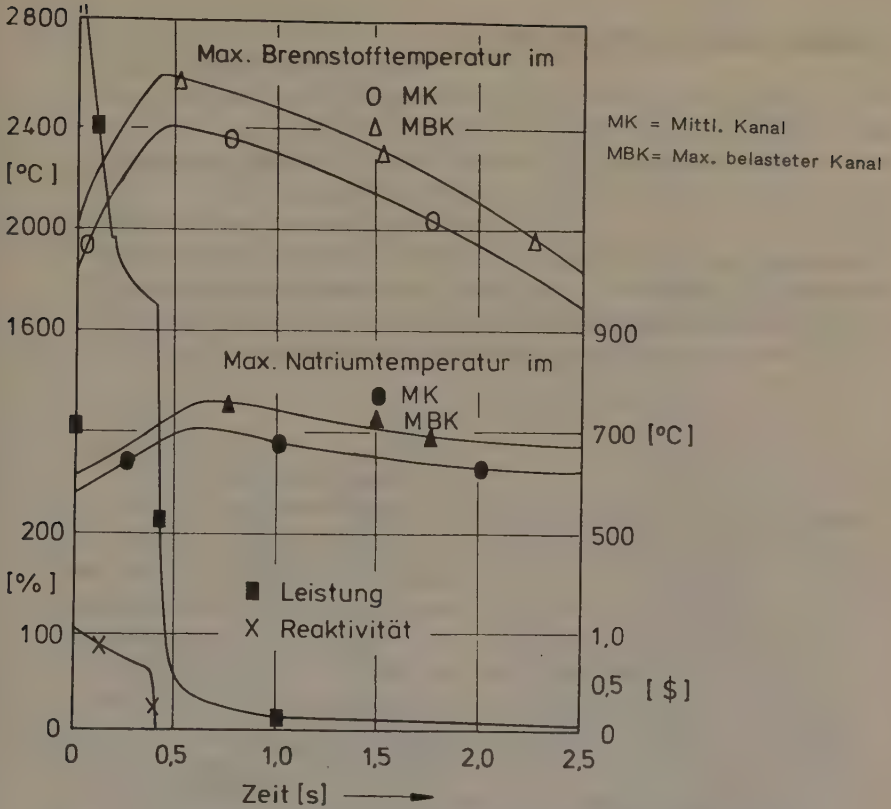


Abb. 2 : Maximaler Brennstoff- und Natriumtemperaturverlauf infolge einer stufenförmigen Reaktivitätsstörung

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß im Falle eines hypothetischen Störfalls mit 1,05 \$ stufenförmiger Störung, spätestens 400 ms nach Anstehen eines Schnellabschaltsignals durch die Neutronenflußanregung, eine wirksame negative Reaktivitätsverminderung einsetzen muß, um die Beherrschbarkeit der Störung zu gewährleisten.

3. Bisherige Steuer- und Abschaltorgane

Das neue Steuer- und Abschaltkonzept ist ausgelegt für die gleichen Bedingungen und für die gleichen Funktionen wie die Organe im SNR-300.

Die nun folgende Beschreibung der SNR-300 Steuer- und Abschaltorgane soll die konstruktiven Veränderungen zu dem neuen Konzept verdeutlichen.

Es wurden zwei verschiedene Systeme - das Erstabschaltssystem und das Zweitabschaltssystem - vorgesehen, die in Abbildung (3) schematisch dargestellt sind.

Das Erstabschaltssystem befindet sich im Normalbetrieb oberhalb des Kerns, während das Zweitabschaltssystem sich unterhalb des Kerns befindet.

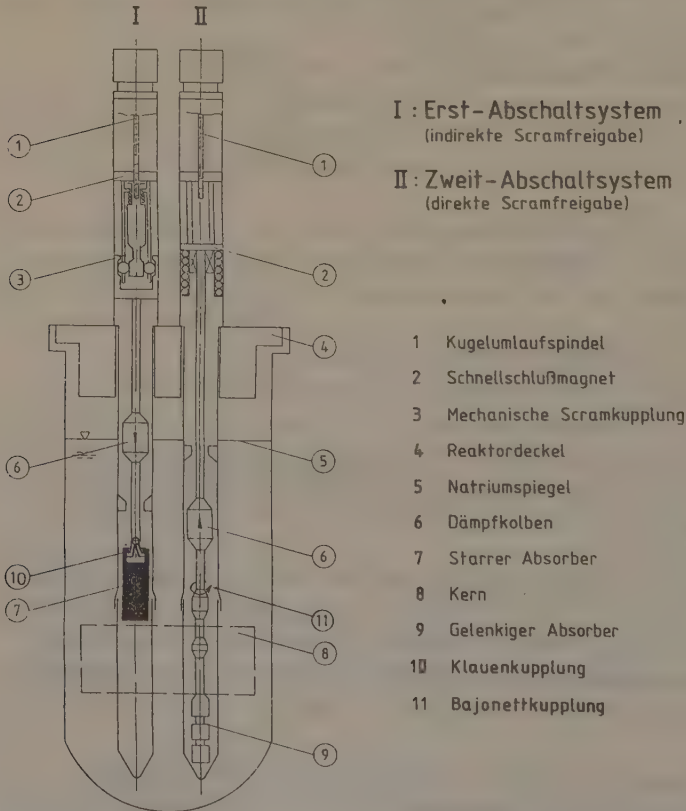


Abb. 3 : Schematische Darstellung des Erst- und Zweitabschalt-systems des SNR-300

Die in den Abbildungen (4) und (5) dargestellten Steuer- und Abschaltorgane des SNR-300 sind wie folgt aufgebaut.

3.1 Erstabschaltssystem

Die Aufgaben des Erstabschaltsystems sind:

- durch axial bewegliche Absorber auf Brennelementposition den Neutronenfluß im Kern und damit die Reaktorleistung zu regeln,
- den Reaktor aus jeder Störfallsituation zuverlässig abzuschalten,
- den Reaktor über längere Zeiträume unterkritisch zu halten.

3.1.1 Aufbau

Das Erstabschaltssystem besteht aus einem Regelstab und acht Trimmstäben. Regel- und Trimmstab haben eine unterschiedliche Fahrgeschwindigkeit. Die Regel-Trimmsstäbe dienen gleichzeitig als Abschaltstäbe.

Die Hubbewegung für den Normalfahrbetrieb wird durch einen elektromotorischen Spindelantrieb erzeugt.

Bei Schnellschluß wird der Absorber mit dem Gestänge durch eine elektromagnetische Kupplung von der Antriebseinheit getrennt und fällt durch Erdbeschleunigung in den Kern ein. Hierbei übernimmt die Dämpfung des Falles das Gestänge. An seinem unteren Teil befindet sich ein Kolben. Dieser drückt das Natrium durch den Spalt zwischen Dämpfkolben und Dämpfzylinder, sowie durch entsprechende Bohrungen und bewirkt so eine stoßfreie Abbremsung des Falls.

Das Erstabschaltssystem gliedert sich in

- Antrieb,
- Gestänge und
- Absorberkupplung

3.1.1.1 Antrieb

Die Antriebseinheit ist auf dem mittleren Drehdeckel innerhalb der Reaktorgrube angeordnet. Sie enthält alle zur Funktion des Stabes erforderlichen Bewegungsorgane und Sicherheitseinrichtungen.

Diese sind im wesentlichen

- der Spindelantrieb
- die Schnellschlußeinheit
- der Handhabungsmechanismus

3.1.1.2 Spindelantrieb

Der Spindelantrieb dient zur Erzeugung der axialen Hubbewegung des Absorbers, zum Spannen der Schnellschlußauslösefeder und zum Anheben des Zentrierrohres für die Handhabungsvorgänge.

Der Spindelantrieb besteht im wesentlichen aus dem Antriebsmotor mit Untersetzungsgetriebe, der Drehmomentbegrenzungskupplung und der Spindel mit Mutter, sowie deren Lagerung und Abdichtung.

Zwischen der Sicherheitskupplung und der Kugelumlaufspindel befindet sich eine Dichteinheit, die zur Abdichtung der Wellendurchführung gegen die Reaktoratmosphäre dient. Sie ist als Sperrgasdichtung ausgebildet.

Die Spindel bewegt die in einem Kupplungs- und Führungsrohr durch Führungsleisten gegen Verdrehen gesicherte Mutter auf- bzw. abwärts.

3.1.1.3 Schnellschlußeinheit

Die Schnellschlußeinheit löst bei Anstehen eines Schnellschlußbefehls die Schnellabschaltung aus. Dabei wird das Gestänge mit dem daran befindlichen Absorber von der Antriebseinheit getrennt und fällt durch freien Fall in den Kern ein.

Die Schnellschlußeinheit besteht im wesentlichen aus dem Schnellschlußmagneten, der Ankerplatte mit Schaltrohr und Schnellschlußauslösefeder sowie der Schnellschlußkupplung.

Der Schnellschlußmagnet steht während des Betriebes dauernd unter Spannung und hält über den angezogenen Anker und das Schaltrohr die Schnellschlußkupplung geschlossen. Die Bewegung des Schaltrohres zum Öffnen der Schnellschlußkupplung bei Schnellschlußauslösung erfolgt durch eine vorgespannte Druckfeder (Schnellschlußauslösefeder)

Die Schnellschlußkupplung stellt die Verbindung bzw. Trennung zum beweglichen Gestänge und dem daran angekuppelten Absorberstab her. Die Kupplung ist als Kugelkupplung ausgebildet. Je nach Stellung des Schaltrohres werden die Kugeln nach außen gedrückt und tragen den Gestängekopf oder sie rasten in einer Nut im Schaltrohr ein und geben das Gestänge frei.

3.1.1.4 Handhabungsmechanismus

Der Handhabungsmechanismus dient zum Entkuppeln des Absorbers vom Gestänge und umfaßt den Handantrieb zum Betätigen der Kupplung, das Kupplungsrohr und die Kupplungsspindel mit Mutter zur Erzeugung der Hubbewegung.

Konzentrisch um den oberen Teil des Lagerkörpers der Kugelumlaufmutter ist eine kurze hohlgebohrte Gewindespindel drehbar gelagert, die eine gegen Verdrehung gesicherte Mutter bewegt. Die Hubbewegung der Mutter überträgt eine Relativbewegung des Zentralrohres zum Außenrohr, die über eine Zwangsbetätigung der Absorberkupplung bewirkt wird.

Eine Trennung ist nur in der untersten Stellung möglich, wo die Nuten des Lagerkörpers aus den Leisten des Führungsrohres herauslaufen, so daß das Führungsrohr zusammen mit der Kupplungsspindel gedreht werden kann.

Das Führungsrohr steht über Stirnräder mit einer am oberen Teil des Antriebs befindlichen Betätigungswelle in Eingriff.

3.1.1.5 Gestänge

Das Gestänge sitzt auswechselbar im mittleren Reaktordeckel und reicht bis zur Oberkante der Brennelemente in den Reaktortank. Es ist das Verbindungselement zwischen Antrieb und Absorber.

Seine wesentlichen Bauteile sind:

- das Gestängeführungsrohr und
- das bewegliche Übertragungsgestänge

3.1.1.6 Gestängeführungsrohr

Das Gestängeführungsrohr dient zur Führung des beweglichen Übertragungsgestänges. Es übernimmt die Abdichtung und Abschirmung des Gestänges im Reaktordeckel.

Es besteht aus dem feststehenden, in den Deckel eingesetzten Gestängeoberteil, dem nach unten in den Tank reichenden Gestängeführungsrohr und der Abdichteinheit.

Das Gestängeoberteil trägt das obere Führungslager für das bewegliche Übertragungsgestänge und die Abdichteinheit für die automatische Abdichtung des Gestänges bei einer Demontage des Antriebes.

Konzentrisch um das Führungsrohr liegt das axial verschiebbare Zentrierrohr, das von einer Feder niedergehalten wird. Es greift über das Absorberführungsrohr und übernimmt die Zentrierung zwischen Gestänge und Absorber.

3.1.1.7 Bewegliches Gestänge

Das bewegliche Übertragungsgestänge verbindet den Absorber mit dem Antrieb, und dient zur Übertragung der Hubbewegung des Antriebes auf den Absorber.

Es besteht aus dem Gestängerohr, Dämpfkolben, Gestängegreifkopf und einem konzentrisch innerhalb des Gestängerohres angeordneten Zentralrohr.

Das obere Ende des Rohres ist als Gestängegreifkopf ausgebildet, in den die Schnellschlußkupplung eingreift und somit die Verbindung zwischen Antrieb und Gestänge herstellt.

Der untere Teil des Gestänges ist als Dämpfkolben ausgebildet und dient zur hydraulischen Dämpfung.

Das Zentralrohr überträgt die Kupplungsbewegung des Handhabungsmechanismus auf die Absorberkupplung. Eine Kugelpupplung im Greifkopf hält das Gestängerohr mit dem Zentralrohr und damit die Absorberkupplung verriegelt.

3.1.1.8 Absorberkupplung

Die Absorberkupplung verbindet den Antrieb über die Gestänge mit dem Absorber. Sie besteht aus drei Klauen, die die Greifnut am Kopf des Absorbers fassen. Die Betätigung der Kupplung erfolgt durch Relativverschiebung des Zentralrohres, wobei die Klauen über entsprechende Steuerkanten Zwangsweise nach innen bzw. nach außen bewegt werden.

Über drei weitere Klinken, die ebenfalls durch das Zentralrohr gesteuert werden, wird bei geöffneter Kupplung das Zentrierrohr mit angehoben.

3.1.2 Funktionsablauf des Erstabschaltsystems

Der Funktionsablauf des Erstabschaltsystems gliedert sich in

- Normalbetrieb,
- Schnellschluß und
- neue Betriebsbereitschaft

3.1.2.1 Normalbetrieb

Das Ein- und Ausfahren des Absorbers im Normalbetrieb erfolgt durch den Antriebsmotor. Dieser dreht die Kugelumlaufspindel, wodurch die Kugelumlaufmutter mit dem über die Schnellschlußkupplung angekuppelten Übertragungsgestänge und dem daran befindlichen Absorber auf und ab bewegt wird.

3.1.2.2 Schnellschluß

Der Schnellschluß kann aus jeder beliebigen Stellung ausgelöst werden. Hier wird der Erreger-Stromkreis des Schnellschlußmagneten unterbrochen. Dabei wird das mit dem Magnetanker verbundene Schaltrohr gegen einen federnden Anschlag bewegt und die Kupplungskugeln in die in ihrer Höhe verschobene Ausweichrille der Kupplungsbuchse gleiten und somit das Übertragungsgestänge mit dem Absorber freigeben.

3.1.2.3 Neue Betriebsbereitschaft

Zum Ankuppeln des Gestänges nach erfolgtem Schnellschluß wird die Hubeinheit nach unten bewegt, bis die Drehmomentkupplung durch die Endschalter abgeschaltet wird. Hierbei wird die Schnellschlußauslösefeder gespannt bis der Magnetanker am Kern des Schnellschlußmagneten anliegt. Nach Einschalten des Erregerstromes der Magnetspule ist das Gestänge mit dem Steuerstabantrieb verbunden und wird bei einer Aufwärtsbewegung der Kugelumlaufmutter mitgenommen.

3.2 Zweitabschaltssystem

Das Zweitabschaltssystem hat die Aufgabe, den Reaktor bei einem Versagen der Erstabstaltung aus allen Betriebs- und Störfallsituationen schnell auszuschalten und unterkritisch zu halten.

3.2.1 Aufbau

Das Zweitabschaltssystem besteht im Prinzip aus einer Rohrkette, die mit einem Absorbermaterial gefüllt ist und sich während des Reaktorbetriebes unterhalb des Reaktorkerns befindet.

Zur Schnellabschaltung wird die Absorberkette durch eine Druckfeder in den Kern gezogen. Das erneute Spannen der Feder erfolgt über einen elektromotorischen Spindelantrieb.

Das Zweitabschaltssystem gliedert sich in:

- Antrieb,
- Gestänge und
- Absorberkupplung

3.2.1.1 Antrieb

Die Antriebseinheit ist oberhalb des Reaktordeckels angeordnet und besteht im wesentlichen aus

- dem Spindelantrieb,
- der Schnellschlußeinheit und
- dem Handhabungsmechanismus

3.2.1.2 Spindelantrieb

Der Spindelantrieb dient zum Spannen der Beschleunigungsfeder, zum Nachfassen des Antriebes beim Schnellschluß und zum Ausfahren des Absorbers aus dem Reaktorkern nach einer Abschaltung.

Der Spindelantrieb besteht im wesentlichen aus dem Drehstrom-Antriebsmotor mit Untersetzungsgetriebe, der Drehmomentbegrenzungskupplung und der Spindel mit Mutter sowie deren Lagerung und Abdichtung.

Parallel zu der Kupplung ist ein Freilauf angeordnet, der in der Bewegungsrichtung "Heben" (Nachfahren des Antriebes bei Schnellschluß), die Kupplung überbrückt, so daß bei einem verklemmten Absorber dieser mit der maximalen zur Verfügung stehenden Kraft in den Kern gezogen werden kann.

Die Dichteinheit dient zur Abdichtung der Wellendurchführung gegen die Reaktor-atmosphäre und ist als Sperrgasdichtung ausgebildet.

3.2.1.3 Schnellschlußeinheit

Die Schnellschlußeinheit löst bei Anstehen eines Schnellschlußbefehls die Schnellabschaltung aus und zieht dabei den Absorber über das Gestänge beschleunigt in den Kern.

Sie besteht im wesentlichen aus dem Schnellschlußmagneten, der Ankerplatte mit dem Zuggestänge, der Beschleunigungsfeder und der Restdämpfungsfeder. Der Schnellschlußmagnet dient als Haltemagnet. Die Ankerplatte ist im Durchmesser größer als der Magnet ausgebildet, an deren überstehendem Teil greift eine vorgespannte Druckfeder an, die als Beschleunigungsfeder für den Schnellschluß dient. Im oberen Teil des Antriebes befindet sich die Feder für die Reststoßdämpfung nach einer Schnellabschaltung und bildet gleichzeitig den oberen Endanschlag für die Ankerplatte.

Das mit dem Anker verbundene Zuggestänge durchdringt den Schnellschlußmagneten dessen unteres Ende als Bajonettkupplung ausgebildet ist und als Trennkupplung zwischen Antrieb und Gestänge dient.

3.2.1.4 Handhabungsmechanismus

Der Handhabungsmechanismus dient zum Entkuppeln des Absorbers, zum Anheben des Gestänges und zur Trennung des Antriebes vom Gestänge.

Sie umfaßt die Trennkupplung, den Handantrieb zum Betätigen der Kupplung und den elektromotorischen zum Anheben des Gestänges.

Die Trennkupplung ist so ausgebildet, daß nach einer 60° -Drehung des Zuggestänges die Trennung erfolgt und danach das bewegliche Übertragungs-gestänge im Deckel über einen Anschlag mitgenommen wird, so daß nach weiteren 30° die Trennung zwischen Gestänge und Absorber erfolgt.

Es besteht aus einer Betätigungswelle, deren unteres Ende mit einem Getriebe verbunden ist. Die Verzahnung der Ritzelwelle steht über ein Zwischenrad mit einem drehbar gelagerten Rohr in Verbindung, dessen unteres Ende über eine Kupplungsverzahnung mit einer Hülse des Gestänges in Verbindung steht.

3.2.1.5 Gestänge

Das Gestänge sitzt auswechselbar im Reaktordeckel und reicht bis zur Oberkante der Brennelemente im Reaktortank.

Seine wesentlichen Bauteile sind:

- das Gestängeführungsrohr und
- das bewegliche Übertragungsgestänge

3.2.1.6 Gestängeführungsrohr

Das Gestängeführungsrohr dient zur Führung des beweglichen Übertragungsgestänges, zur Abdichtung und Abschirmung des Gestänges im Reaktordeckel, sowie zur Zentrierung des Gestänges mit dem im Kern befindlichen Absorberführungsrohr.

Der feststehende, in den Deckel eingesetzte Teil des Gestängeführungsrohrs, ist als Lager für den axialverschiebbaren Teil des Führungsrohres ausgebildet. Der axial verschiebbare Teil dient zur Führung des beweglichen Übertragungsgestänges und dessen Zentrierung zum Absorber-Führungsrohr. Das Zentrierrohr trägt die Lager für das Übertragungsgestänge und ein Teil wird als Dämpfzylinder für die hydraulische Dämpfung ausgebildet.

3.2.1.7 Bewegliche Gestänge

Das bewegliche Übertragungsgestänge verbindet den Absorber mit dem Antrieb und dient zur Übertragung der Hubbewegung des Antriebes auf den Absorber.

Sie besteht im wesentlichen aus Gestängerohr mit Dämpfkolben und Trennkupplung. Das leicht flexible Gestängerohr wird in drei Lagerbuchsen axial geführt und als Stellitlager ausgeführt.

Der untere Teil des Gestänges ist als Dämpfkolben ausgebildet und dient zur hydraulischen Dämpfung des Systems.

3.2.1.8 Absorberkupplung

Die Absorberkupplung ist die Trennstelle zwischen Gestänge und der Absorberkette. Außerdem übernimmt die Absorberkupplung die Vorzentrierung des Gestänges zum Absorberführungsrohr.

Die Absorberkupplung ist als Bajonettkupplung ausgebildet und besteht im wesentlichen aus dem Kupplungskörper und der Entkupplungssperre.

Die Entkupplungssperre besteht aus einer auf dem Kupplungskörper axial verschiebbar gelagerten planverzahnten Sperrhülse und verhindert, daß bei Relativverschiebungen zwischen Kupplungskörper und Absorberkupplungskörper eine ungewollte Entkupplung stattfindet.

3.2.2 Funktionsablauf des Zweitabschaltsystems

Der Funktionsablauf des Zweitabschaltsystems gliedert sich in

- Normalbetrieb (Bereitschaftsbetrieb)
- Schnellschluß

3.2.2.1 Normalbetrieb

Normalbetrieb wird hier als Bereitschaftsbetrieb gesehen.

Über Antriebsmotor, Spindel und Übertragungsgestänge wird der Absorber 85 mm über seine untere Endlage gefahren. Die Ankerplatte liegt am Schnellschlußmagneten an und die Beschleunigungsfeder ist gespannt.

3.2.2.2 Schnellschluß

Bei Schnellschlußbefehl wird der Erreger-Stromkreis des Schnellschlußmagneten unterbrochen und die vorgespannte Beschleunigungsfeder die freigegebene Ankerplatte nach oben drücken. Das damit verbundene Zuggestänge zieht über das Übertragungsgestänge den angekuppelten Absorber beschleunigt in den Reaktorkern.

Gleichzeitig mit dem Schnellschlußbefehl zieht der Antriebsmotor über den Spindelantrieb den Magneten nach, so daß ein eventuelles Steckenbleiben des Absorbers im Kern verhindert wird.

Tabelle (1) zeigt die Datenzusammenstellung des Erst- und Zweitabschaltsystems.

Wegen der dreifachen Anzahl an Steuer- und Abschaltstäben und der dadurch erhöhten Redundanz ist in dem neuen Konzept ein zweites diversitäres Abschaltssystem, das eine Sonderstellung einnimmt, nicht vorgesehen. Die Verwendung der dünnen Absorberstäbe gewährleistet die Beweglichkeit im Falle einer Verbie-

	Erstabschalt- system	Zweitabschalt- system
<u>Antrieb</u>		
1. Anzahl	9	3
2. Gesamtlänge	6182 mm	6470 mm
3. Maximaler Außendurchmesser	294 mm	294 mm
4. Gewicht	ca. 650 kg	ca. 650 kg
5. Gesamthub	855 mm	1167 mm
6. Hubgeschwindigkeit	Regelstab: 12 mm/s Trimmstab: 0,74 mm/s	12 mm/s
7. Abschaltzeit	610 ms (600 mm Absorberhub)	630 ms (830 mm Absorberhub)
8. Totzeit des Stabes	60 ms	50 ms
9. Werkstoff (bis auf Teile, die aus funktionellen Erfordernissen aus anderen Werkstoffen bestehen)	1.4550	1.4550
<u>Gestänge</u>		
10. Anzahl	9	3
11. Gesamtlänge	7875 mm	8250 mm
12. Maximaler Außendurchmesser	213 mm	213 mm
13. Gewicht	ca. 500 kg	ca. 400 kg
14. Maximale zulässige Achsversetzung zwischen Deckelbohrung und Absorberführungsrohr	26 mm	30 mm
15. Maximale Verzögerung bei der Stoßdämpfung	10 g	10 g
16. Werkstoff für Teile in Natrium	1.4984	1.4984
17. Werkstoff für Gleitpaarungen	1.4961 + Stellit-6	1.4961 + Stellit-6

Tab. 1 : Datenzusammenstellung des SNR-300-Abschaltsystems

gung der Brennelemente. Die im SNR-300 vorgesehenen gliederförmigen Stäbe sind hier nicht erforderlich.

4. Konzeptfestlegung

4.1. Aufgaben

Die Aufgaben der neuen Steuer- und Abschaltorgane sind:

- Die Regelung des Neutronenflusses im Kern und damit der Reaktorleistung durch axial bewegliche Absorber auf Brennelementposition.
- Die zuverlässige Abschaltung des Reaktors aus jeder Störfallsituation.
- Die Aufrechterhaltung der Unterkritikalität des Reaktors über längere Zeiträume.

4.2 Konstruktive Forderungen

Bei der Umsetzung der Zielforderungen in spezifische Konstruktionsanforderungen wurde eine Unterteilung zwischen Erstanforderungen und Zweitanforderungen an die Konstruktion vorgenommen.

Die Erstanforderungen beziehen sich auf Sicherheitsfunktionen, die Zweitanforderungen auf allgemeine Merkmale des Steuer- und Abschaltstabkonzepts.

4.2.1 Erstanforderungen an die Steuer- und Abschaltorgane

- a) Der Mechanismus muß so gestaltet sein, daß Leistungstransienten unterbunden werden können.
- b) Das Versagen von Systemkomponenten darf in keinem Fall zu einem Anstieg der Reaktivität führen.
- c) Es ist sicherzustellen, daß der Steuerstab weder durch innere noch durch äußere Einflüsse in die Richtung positiver Reaktivität ungewollt gefahren werden kann.
- d) Jedes einzelne Steuer- und Abschaltorgan soll vollkommen unabhängig von allen anderen in jeder Situation zum Schnellschluß führen können.
- e) Der Mechanismus muß eine Anzeige enthalten, die das Einfallen des Absorberstabes bestätigt.
- f) Die genannten Funktionen sollen mit einem hohen Maß an Zuverlässigkeit ausgeführt werden.

4.2.2 Zweitanforderungen an die Steuer- und Abschaltorgane

- a) Der Steuer- und Abschaltstab muß so gestaltet sein, daß ein Auswechseln des Antriebs, ohne den Reaktordeckel öffnen zu müssen, jederzeit möglich ist.
- b) Der Mechanismus soll während eines Brennelement-Wechselvorgangs im Reaktordeckel bleiben können.
- c) Die einzelnen Steuer- und Abschaltorgane sollen untereinander austauschbar sein.
- d) Die Hauptteile der Steuer- und Abschaltorgane sollen für die gesamte Lebensdauer des Reaktors konstruiert werden. Die minimale Lebensdauer der übrigen Teile sollte in jedem Fall größer als fünf Jahre sein.

Im Interesse der Sicherheit müssen eine Reihe von Konstruktionsmerkmalen berücksichtigt werden, von denen die wichtigsten nachfolgend kurz erwähnt werden sollen.

- Die Schnellschlußeinheit soll möglichst einfach und kompakt sein. Bei einem Scram sollen die Abschaltstäbe unter dem Einfluß der Schwerkraft (wenn nicht zusätzlich beschleunigt) frei in den Kern einfallen.
- Eine Abnahme der Reaktivität muß immer mit der Schwerkraft, eine Zunahme immer gegen die Schwerkraft erfolgen.
- Die positive Reaktivitätszuwachsrate darf einen bestimmten gesicherten Wert nicht überschreiten.
- Jegliches Versagen eines elektrischen Teils innerhalb des Steuer- und Abschaltsystems soll zu einer Schnellabschaltung des Reaktors führen, also "fail safe" konstruiert sein.
- Die Zeit, die für eine Schnellabschaltung benötigt wird, muß so gering gehalten werden, daß Leistungstransienten beherrscht werden können.

4.3 Einsatzbedingungen

Zur Realisierung des neuen Steuer- und Abschaltstabskonzepts wurde für einen Vergleich der Kern Mark-I-A des SNR-300 gewählt und die Einsatzbedingungen im Reaktortank und Deckel zugrunde gelegt.

Abbildung (6) zeigt den Längsschnitt des SNR-300-Reaktortanks. Eine vereinfachte Darstellung der geometrischen Höhen und die zugehörigen lokalen Temperaturwerte werden in Abbildung (7) dargestellt.

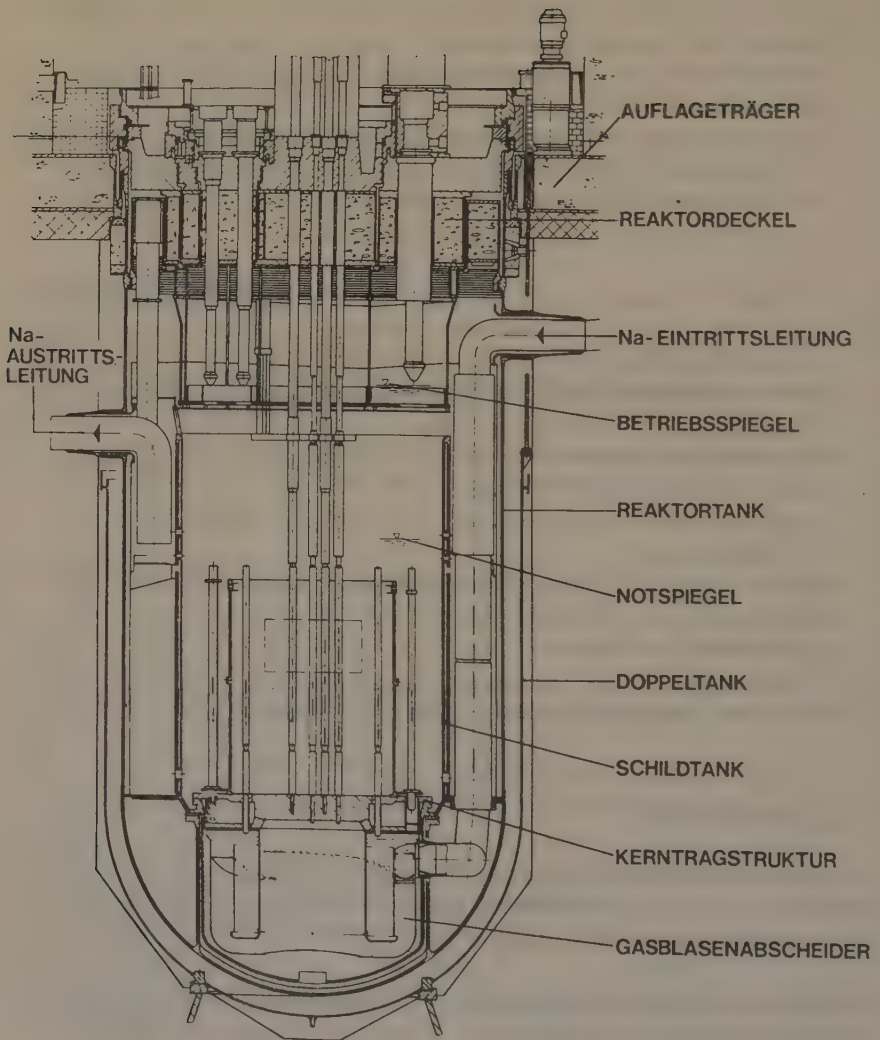


Abb. 6 : Längsschnitt des SNR-300-Reaktortanks

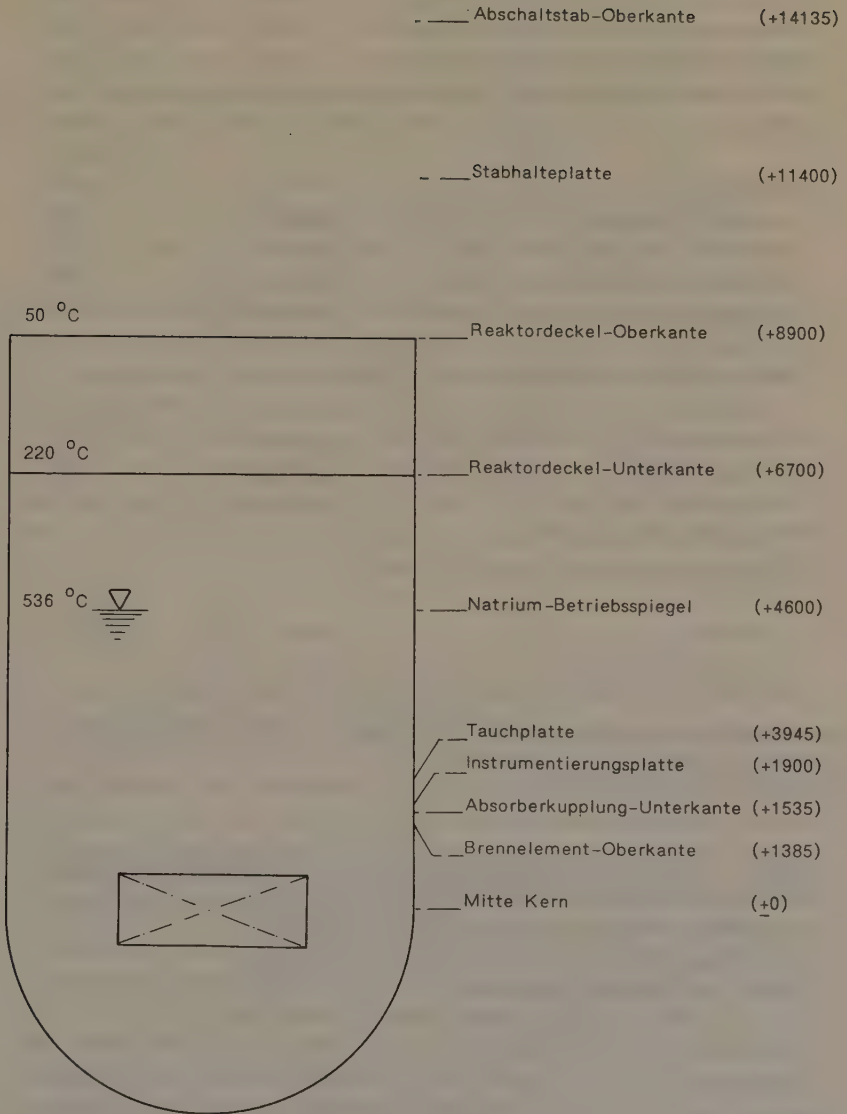


Abb. 7 : Geometrische Höhen und die zugehörigen lokalen Temperaturwerte

Es gelten die folgenden Betriebsbedingungen:

a) Betriebswerte im Reaktortank und Deckel

(Diese Bedingungen gelten für die Gestänge):

Mittlere Natriumtemperatur im oberen Sammelraum (im Bereich oberhalb der Brennelemente bis Unterkante Reaktordeckel)

- Betrieb	838 K
- Auslegungstemperatur	863 K
- Temperatur bei Reinigungsbetrieb	698 K
- Temperatur bei Handhabung	503 K
- Temperatur Oberkante Stellstabblock	383 K + 15 - 30

Schutzgas oberhalb Natriumspiegel	Argon
-----------------------------------	-------

- Betriebsdruck	1,55 bar
- Auslegungsdruck	1,95 bar

b) Betriebswerte in der Reaktorgrube

(Diese Bedingungen gelten für die Antriebe):

- Temperatur	333 K + 15 - 30
- Druck: geringer Überdruck	0,01 - 0,07 bar

Das Medium in der Grube ist Luft bzw. Stickstoff. Während des Reaktorbetriebs ist die Reaktorgrube mit N_2 gefüllt.

Zusätzlich zu den obengenannten Betriebsbedingungen werden noch einige Einsatzbedingungen, die infolge einer Drehdeckelkonstruktion auftreten, zugrunde gelegt. Diese Bedingungen gelten nur während des Wechselvorgangs.

- Keine Verbindung zwischen Reaktordeckel und Kernverband
- Anheben des Gestänges um 380 mm.

Unter Beachtung der genannten Bedingungen bestand die Aufgabe darin, hier ein zuverlässiges und wirtschaftliches Steuer- und Abschaltorgan zu entwerfen. Konstruktionsmethodisch handelt es sich bei diesem System um eine Anpassungskonstruktion, bzw. bei einzelnen Systemkomponenten um Neukonstruktionen, die die geänderten Bedingungen des offenen Cores in qualitativer und quantitativer Weise berücksichtigen.

Die große Zahl der Systemkomponenten führt methodisch zu einer noch größeren Anzahl von Lösungsmöglichkeiten, die unter Berücksichtigung der von außen bestimmten Parameter, im Rahmen dieser Arbeit auf das hier beschriebene reduziert wurde. Aus Gründen der Übersichtlichkeit und Verständlichkeit ist es hier nicht möglich, alle im Hinblick auf die Konstruktionsmethodik durchgeführten Schritte aufzuführen. Es ist jedoch zu bemerken, daß die Lösungsmöglichkeiten der Einzelkomponenten zum größten Teil in der Praxis schon verwirklicht sind, da die Vielzahl der Reaktortypen mit jeweils verschiedenen Außenparametern auch zu einer großen Zahl von verwirklichten Komponenten führt.

Es läßt sich aus den bis jetzt gemachten Erfahrungen meistens sehr leicht beurteilen, welcher Komponententyp sich unter bestimmten Bedingungen bewährt hat.

4.4 Konzept

Die Idee eines kastenlosen Kerns hätte bei gleicher Brennelementgeometrie und Positionierung einen gewissen Freiraum zur Folge, der vorher von den Brennelementkästen eingenommen wurde. Um diesen Freiraum sinnvoll zu nutzen, ist eine neue Festlegung der Elementschlüsselweite erforderlich. Da innerhalb der Sechseckbrennelemente Strömungskanäle mit Dreiecksform bestehen und zwischen den Elementen mit Rechteck-Querschnitt, paßt man über den hydraulischen Durchmesser und die Widerstandsbeiwerte der Abstandshalter die Kanäle so an, daß sie annähernd gleichen Druckverlust aufweisen.

Das Ergebnis dieser Rechnung sind neue Brennelemente mit einer vergrößerten Schlüsselweite und größerem Brennstabdurchmesser.

Da die Brennstäbe keine tragende Funktion übernehmen können, muß die durch den Wegfall der Kästen fehlende Stützfunktion von zusätzlichen brennstofffreien Stützstäben bzw. Rohren übernommen werden. Diese bieten sich zur Aufnahme von Absorberstäben an. Wegen des geringeren Durchmessers der Brennstäbe werden jeweils sieben Brennstäbe durch ein Absorberführungsrohr ersetzt, von dem sieben in einem Brennelement vorgesehen sind. Die sieben zugehörigen Absorberstäbe werden durch eine Spinne zusammengefaßt und mit einem Antrieb verbunden.

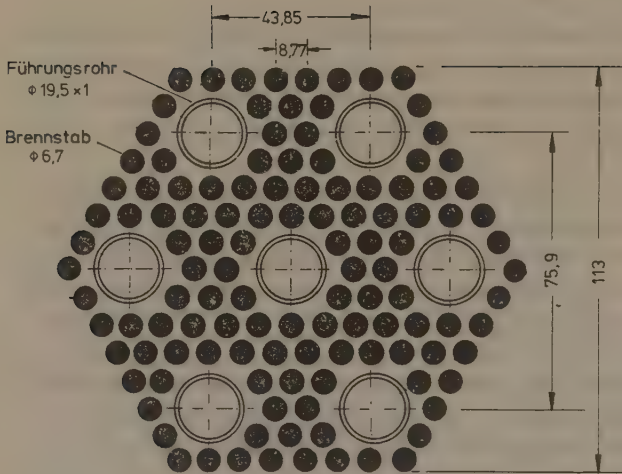


Abb. 8 : Querschnitt des integrierten Brennelementes

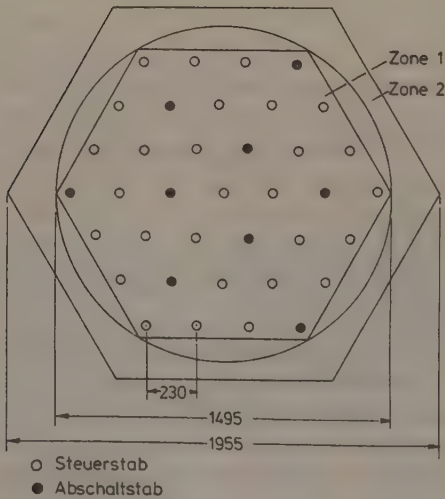


Abb. 9 : Steuer- und Abschaltstabfeld

Da in jedem Absorberelement nur ein geringeres Volumen für das Absorbermaterial zur Verfügung steht, hat diese Maßnahme eine höhere Anzahl der Steuer- und Abschaltstab-Antriebe zur Folge.

Die Abbildungen (8) und (9) zeigen den Querschnitt des neuen integrierten Brennelementes und die Positionierung der Steuer- und Abschaltorgane.

Die durch die größere Anzahl der Absorberelemente eingeengten Platzverhältnisse auf dem Reaktordeckel fordern einen schlankeren Antrieb, der im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelt wurde. Gewählt wurde ein, auf dem bewährten Magnetic-Jack-Prinzip basierender Antrieb.

Zur Realisierung dieses neuen Konzepts soll zusätzlich zu dem Magnetic-Jack-Antrieb für den Ab- und Auffahrbetrieb

- eine Schnellschlußeinheit zur Trennung des Absorbers und des daran befindlichen Gestänges von der Antriebseinheit,
- eine Absorberkupplung zum Ankuppeln bzw. Abkuppeln des Fingerabsorberstabs von dem beweglichen Gestänge,
- ein Dämpfungssystem, das den Steuer- und Abschaltstab in der letzten Phase seines Falles bremst,
- Verbindungselemente für die Verbindung zwischen Antrieb und Absorberstab und
- eine Positionsanzeige zur Erkennung der augenblicklichen Stabstellung vorhanden sein.

Die Abbildung (10) zeigt schematisch die Anordnung der Baugruppen des Abschaltsystems in ihrer Reihenfolge von oben nach unten.

Die Verwendung einer pneumatischen Beschleunigung für die Schnellabschaltung bietet sich an, da schon eine Druckversorgung für die Schutzgasatmosphäre vorhanden ist.

Außerdem würde ein mechanisches Beschleunigungssystem (z.B. Federbeschleunigung) die Abmessungen des Magneten zu sehr vergrößern.

Um eine ungedämpfte Notabschaltung zu vermeiden, wird eine hydraulische Dämpfungseinheit im unteren Teil des Kerns, der ständig natriumbedeckt ist, untergebracht.

Natrium innerhalb des Führungsgestänges zur Dämpfung (wie im SNR-300) sollte vermieden werden, da die Gefahr einer Natriumverschweißung, die zum Versagen des Gestänges als bewegliches Bauteil führen könnte, besteht.

Abbildung (11) zeigt das daraus resultierende Strukturbild des untersuchten Steuer- und Abschaltorgans.

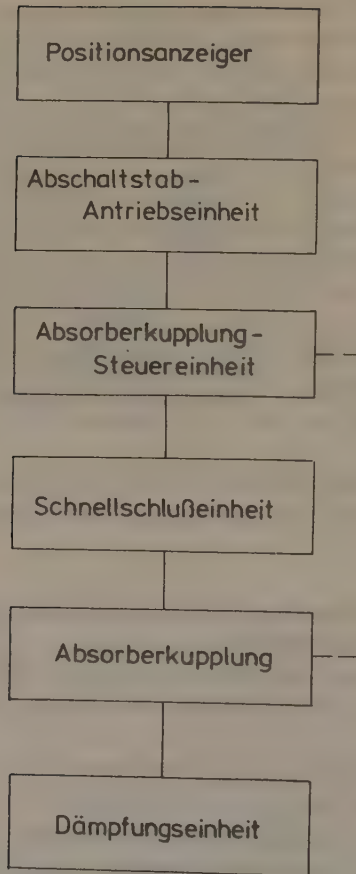


Abb. 10 : Baugruppen des Steuer- und Abschaltorgans

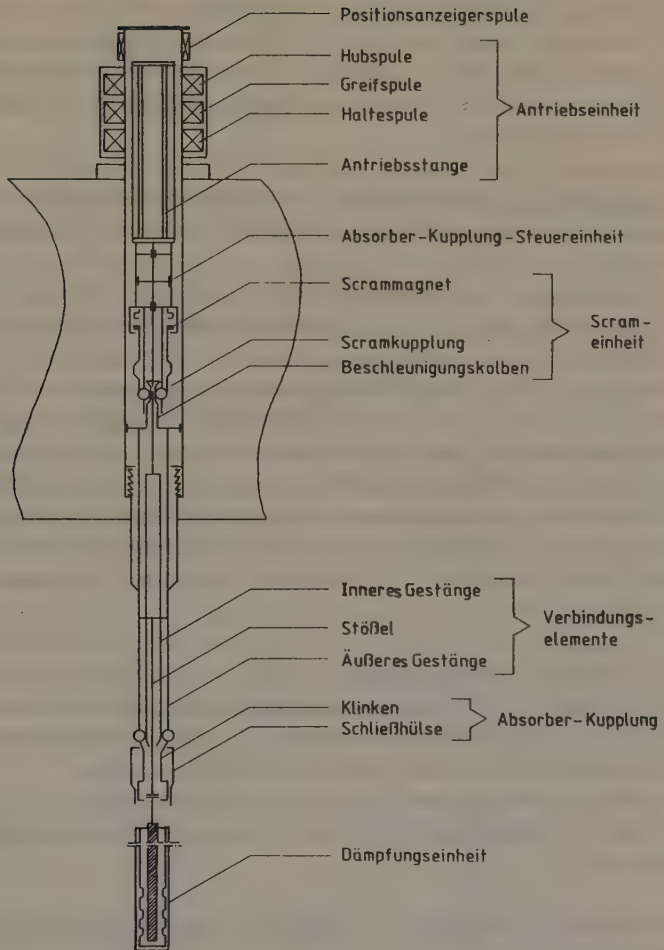


Abb. 11 : Strukturbild des Steuer- und Abschaltorgans

5. Konstruktion, Analyse und Berechnung der einzelnen Baugruppen

Wie schon aus dem bisher gesagten hervorgeht, werden an die Steuer- und Abschaltorgane eine Vielzahl von Anforderungen gestellt.

Die Abbildungen (12) und (13) stellen die Gesamtkonstruktion dar, wobei die erste Abbildung den elektromagnetischen Antrieb zeigt, und die zweite Abbildung den im Reaktordeckel und Kern enthaltenen mechanischen Teil der Steuer- und Abschaltorgane.

Die Anordnung des elektromagnetischen Antriebs ist oberhalb des Reaktordeckels vorgesehen und dient zur Erzeugung der axialen Hub- und Senkbewegungen des Absorbers.

Der Antrieb, der als magnetischer Schritthebermechanismus funktioniert, besteht aus feststehenden, das Druckrohr umgebenden Magnetspulen (Hub-, Greif- und Haltespule).

Diese Spulen werden in einer, der Bewegungsrichtung entsprechenden Reihenfolge geschaltet. Das entstehende Magnetfeld zieht dabei die biegsamen magnetisierbaren Antriebsstangen radial gegen die Druckrohrwand und hält sie dort durch Reibungsschluß fest. Der gesamte Hub des Schritthebermechanismus beträgt 1150 mm.

Die unterhalb der Antriebsstangen befindliche pneumatische Steuereinheit dient zur Betätigung der Absorberkupplung zum An- und Abkoppeln des Fingerabsorberstabes. Eine Trennung ist nur in der untersten Stellung der Fahrstrecke, also bei eingefahrenem Absorber möglich.

Die anschließende Schnellschlußeinheit, welche die Aufgabe hat, bei Anstehen eines Schnellschlußbefehls, die Schnellabschaltung auszulösen, besteht im wesentlichen aus dem Schnellschlußmagneten, der Ankerplatte mit Schubhülse und Schnellschlußauslösefeder, der Scramkupplung, sowie dem Beschleunigungskolben.

Der Schnellschlußmagnet steht während des Betriebs dauernd unter Strom und hält über den angezogenen Anker und die Schubhülse die Schnellschlußkupplung geschlossen.

Die Bewegung der Schubhülse zum Öffnen der Schnellschlußkupplung bei Schnellschlußauslösung erfolgt durch das Eigengewicht und eine vorgespannte Schnellschlußauslösefeder.

Am unteren Teil der Schubhülse befindet sich die Schnellschlußkupplung. Sie stellt die Verbindung zum beweglichen Gestänge und dem daran angekuppelten Absorberstab her. Die Kupplung ist als Kugelkupplung ausgebildet, wobei die Kugeln in Bohrungen der Verbindungsmuffe gelagert sind.

Je nach Stellung der Schubhülse werden die Kugeln nach innen gedrückt und tragen den Beschleunigungskolben und das bewegliche Gestänge oder sie rasten in einer Nut der Schubhülse ein und geben den Beschleunigungskolben frei.

Das Gestänge, das als Verbindungselement zwischen Antrieb und Absorber dient, besteht im wesentlichen aus:

- dem Gestängeführungsrohr und
- dem beweglichen Übertragungsgestänge

Das Gestängeführungsrohr dient zur Führung des beweglichen Übertragungsgestänges. Es besteht aus dem feststehenden, in den Deckel eingesetzten Gestängeober-
teil und dem bis zur Tauchplatte reichenden Gestängeunterteil.

Das bewegliche Gestänge verbindet den Absorber über die Absorberkupplung mit dem Antrieb und dient zur Übertragung der Hubbewegung des Antriebs auf den Absorber. Es besteht im wesentlichen aus dem inneren und äußeren Gestänge, die als Rohre ausgebildet sind. Das obere Ende des äußeren Rohres ist mit dem Verbindungsblock verschweißt und stellt somit eine Verbindung zwischen Beschleunigungskolben und Absorberkupplung dar.

Die Absorberkupplung ist als Zwangskupplung ausgebildet. Sie verbindet bzw. trennt den Fingerabsorberstab mit dem beweglichen Gestänge. Eine Verbindung oder Trennung erfolgt durch die Relativverschiebung des inneren Gestänges zum äußeren Gestänge. Dabei werden die Klinken zwangsweise nach innen oder nach außen bewegt.

Die Dämpfungseinheit dient zur Dämpfung des Abschaltstabes im Falle einer Schnellabschaltung und ist in den Brennelementen integriert. Die dafür vorgesehenen Führungsrohre besitzen Einschnürungen, die in definierten Abständen eingebracht sind. Die Verdrängung der Flüssigkeit bewirkt eine stoßfreie Verzögerung des Absorbers gegen Ende des Hubs.

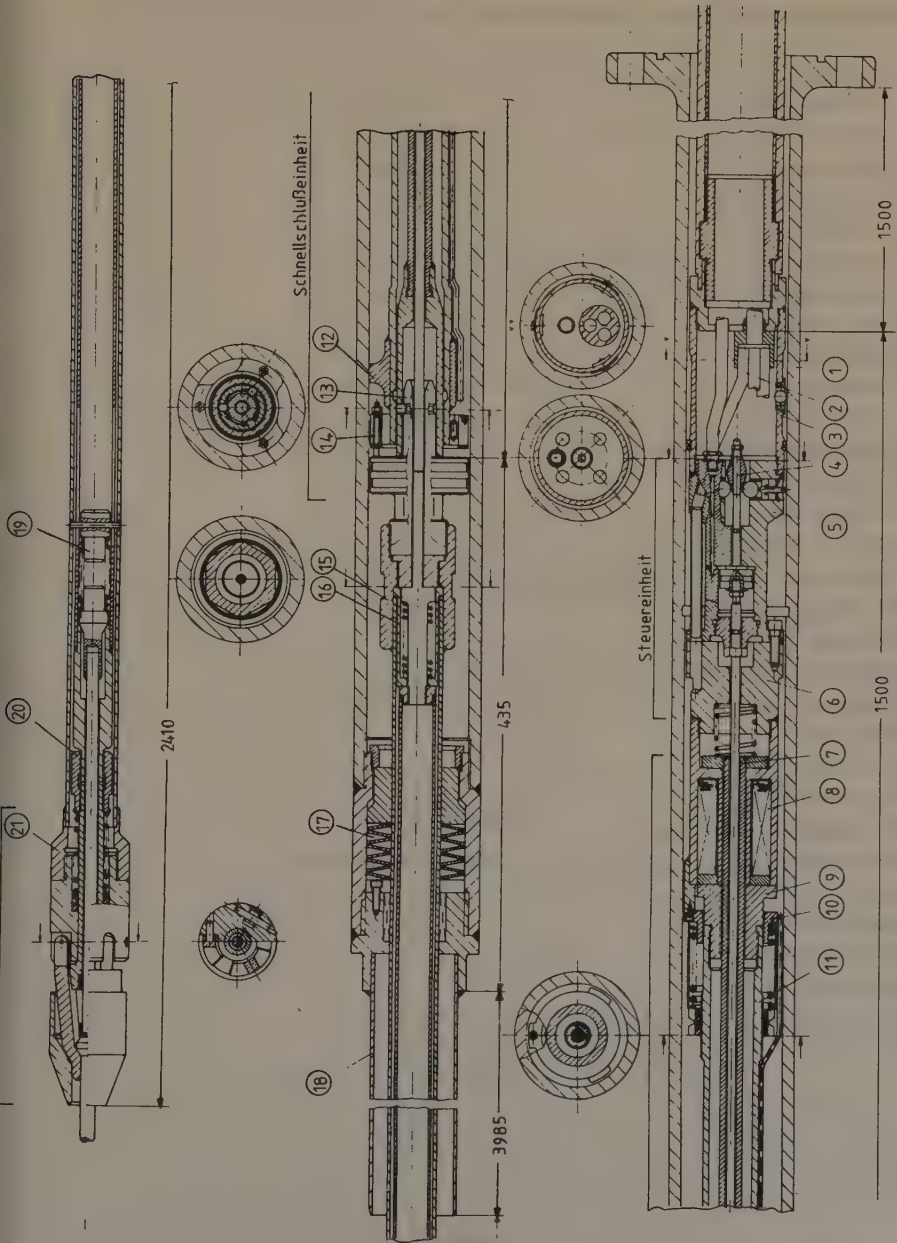


Abb. 13 : Mechanischer Teil des Steuer- und Abschaltorgans

Benennung der Hauptteile

- (1) Mantelrohr
- (2) Verteilerblock
- (3) Führungsblock
- (4) Schubstange
- (5) Steuerblock
- (6) Verbindungsblock
- (7) Halterohr
- (8) Scrammagnet
- (9) Magnetanker
- (10) Anschlagring
- (11) Schubhülse
- (12) Führungskolben
- (13) Beschleunigungskolben
- (14) Magnethalterung
- (15) Äußeres Gestänge
- (16) Inneres Gestänge
- (17) Pufferfeder
- (18) Unteres Führungsrohr
- (19) Stütze
- (20) Verbindungsmuffe
- (21) Absorberkupplung
- (22) Druckrohr
- (23) Festanker
- (24) Antriebsstange
- (25) Haltespule
- (26) Stützrohr
- (27) Spulentopf
- (28) Greifspule
- (29) Senkfeder
- (30) Hubspule
- (31) Bremssystem

Mechanische Teile
des Steuer- und
Abschaltorgans

Elektromagnetischer
Antrieb

Tabelle (2) zeigt die Zusammenstellung der Daten.

<u>Antrieb</u>	
1. Anzahl	37
2. Gesamtlänge	2735 mm
3. Maximaler Außendurchmesser	225 mm
4. Gewicht	320 kg
5. Gesamthub	1150 mm
6. Hubgeschwindigkeit	8 mm/s
7. Abschaltzeit einschließlich Totzeit	600 ms
8. Totzeit des Stabes	50 ms
9. Werkstoff (bis auf Teile, die aus funktionellen Erfordernis- sen aus anderen Werkstoffen bestehen)	1.4550
<u>Gestänge</u>	
10. Anzahl	37
11. Gesamtlänge	9865 mm
12. Maximaler Außendurchmesser	102 mm
13. Gewicht	140 kg
14. Maximale Verzögerung bei der Dämpfung	3 g
15. Werkstoff für Teile im Na- trium(soweit aus funktio- nellen Gründen nicht ande- re Werkstoffe erforderlich sind)	1.4948
16. Werkstoff für Gleitpaarun- gen im Natrium	1.4961 mit Stellit-6

Tab. 2 : Zusammenstellung der Daten des neuen
Steuer- und Abschaltorgans

Die anschließende Berechnung und Analyse führte zu der schon beschriebenen Gesamtkonstruktion. Im folgenden beschränken sich die Berechnungen und konstruktiven Darstellungen auf die einzelnen Baugruppen, die nachfolgend von oben nach unten aufgeführt sind:

- Antriebseinheit
- Steuereinheit
- Scrameinheit
- Verbindungselemente
- Absorberkupplung
- Dämpfungseinheit und
- Stellunganzeigeeinheit

5.1 Die Antriebseinheit

Der Steuerstabantrieb hat die Aufgabe, den Absorberstab über die gesamte Kernhöhe auf- oder abwärts zu bewegen und in jeder beliebigen Stellung zuverlässig festzuhalten.

Im Gegensatz zu den sehr komplexen Antrieben mit Spindel und Kugelumlaufmutter wie beim SNR-300, ist hier ein technisch einfacherer Steuer- und Abschaltstabantrieb entwickelt worden, der den Anforderungen des offenen Kerns gerecht wird.

Die Arbeitsweise beruht auf dem Prinzip des elektromagnetischen reibungsbehalteten Schritthebermechanismus kurz "Magnetic Jack" genannt.

5.1.1 Konstruktionsbeschreibung und Funktionsweise

Der Steuerstabantrieb besteht aus folgenden Hauptteilen:

- Antriebsspulen
- Antriebsstange
- Stützrohr
- Druckrohr
- Festanker und
- Losanker

In Abbildung (14) ist die Anordnung der Hauptteile des Antriebs dargestellt.

In Abbildung (14) ist die Anordnung der Hauptteile des Antriebs dargestellt.

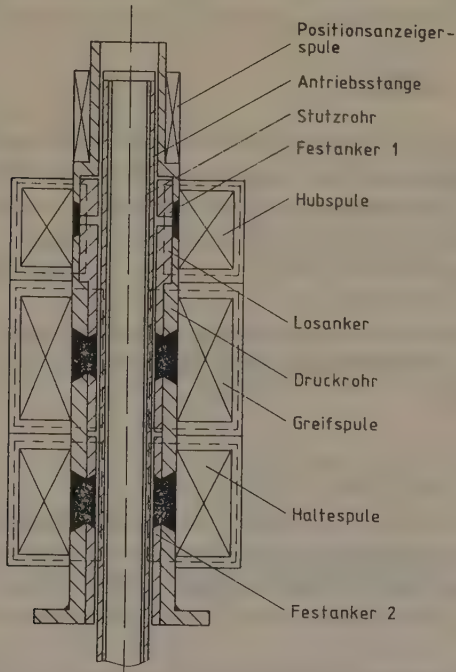


Abb. 14 : Anordnung der Hauptteile des Antriebes

Antriebsspulen:

Der Antrieb besteht aus einem einteiligen Hub, sowie einer siebenteiligen Greif- und einer fünfteiligen Haltespule. Die Aufteilung der Greif- und Haltespule in mehrere Einzelspulen ist notwendig, da man durch den begrenzten Querschnitt zu einem Sättigungsbereich kommt und eine weitere Erhöhung der Durchflutung keine Vorteile in der Feldstärke hat.

Die Einzelspulen werden in Topfform konzipiert, über das Druckrohr geführt und stützen sich im unteren Teil auf diesem spielfrei und rüttelsicher ab. Eine Schraubverbindung preßt die oberste Jochscheibe und alle weiteren Spulentöpfe aufeinander.

Die Senkbewegung wird mit Hilfe einer Senkfeder erreicht. Da die Senkspule wegfällt, wird keine weitere Schaltung benötigt. An dieser Stelle ist zu bemerken, daß die Funktion der Feder auch durch eine Erhöhung des Ankergewichts bewerkstelligt werden kann.

Antriebsstange und Stützrohr:

Die Antriebsstange setzt sich aus einem Bündel von zwölf ringförmig angeordneten, biegsamen Einzelstäben zusammen. Eine Verbindung der Stangen untereinander bzw. mit der Absorber-Kupplung-Steuereinheit ist nur an den beiden Enden vorgesehen, so daß eine gewisse Flexibilität gewährleistet ist.

Um die Bewegung ausführen zu können, sind diese aus magnetisierbarem Material (Ferritischer Stahl) vorgesehen.

Das Stützrohr das aus nicht magnetisierbarem Material (Austinitischer Stahl) besteht, verleiht der Anordnung die nötige Steifigkeit und dient zur Anbringung der Antriebsstangen.

Druckrohr:

Das Druckrohr besteht über dem Flansch, der die Elektrosolen abstützt, aus zwei verschiedenen Materialien, einem magnetisierbaren und einem nicht magnetisierbaren. Diese sind in Ringform übereinander derart verschweißt, daß die Jochscheiben der Elektromagnete immer einem magnetisierbaren Ring gegenüber liegen.

Zwischen zwei Jochscheiben befindet sich jedoch immer ein nicht magnetisierbarer Ring.

Zwischen Hubspule und Greifspule ist das Druckrohr geteilt und verschraubt. Die Teilung ermöglicht die Montage der Senkfeder, die den Losanker im undurchfluteten Zustand nach unten drückt; dadurch erreicht man das Wegfallen der Senkspule. Der obere Teil des Druckrohres dient auch als Träger des Stabstellungsanzeigers.

Anker:

Der Festanker 1 besteht ganz aus magnetisierbarem Material und ist mit dem Druckrohr verschraubt. Er bildet den einen Pol des Hubmagneten, den anderen Pol bildet der bewegliche Losanker mit seinem oberen Teil, dazwischen befindet sich der Arbeitsluftspalt. Der Losanker besteht im oberen Teil ganz aus magnetisierbarem Material, im unteren Teil aus magnetisierbarem und nicht magnetisierbarem

Material, ebenfalls in Ringform, die den entsprechenden Ringen des Druckrohres gegenüberliegen. Dort bildet er den Pol des Greifmagneten. Der Festanker 2 ist wie der untere Teil des Losankers aufgebaut, jedoch fest mit dem Druckrohr verbunden. Er bildet den Pol für den Haltemagneten.

Funktionsweise:

Der Absorberstab wird durch Erregung der Haltespule in einer bestimmten Stellung gehalten. Das entstehende Magnetfeld zieht dabei die Hubstangen radial gegen die Druckrohrwand und hält sie dort durch Reibungsschluß fest.

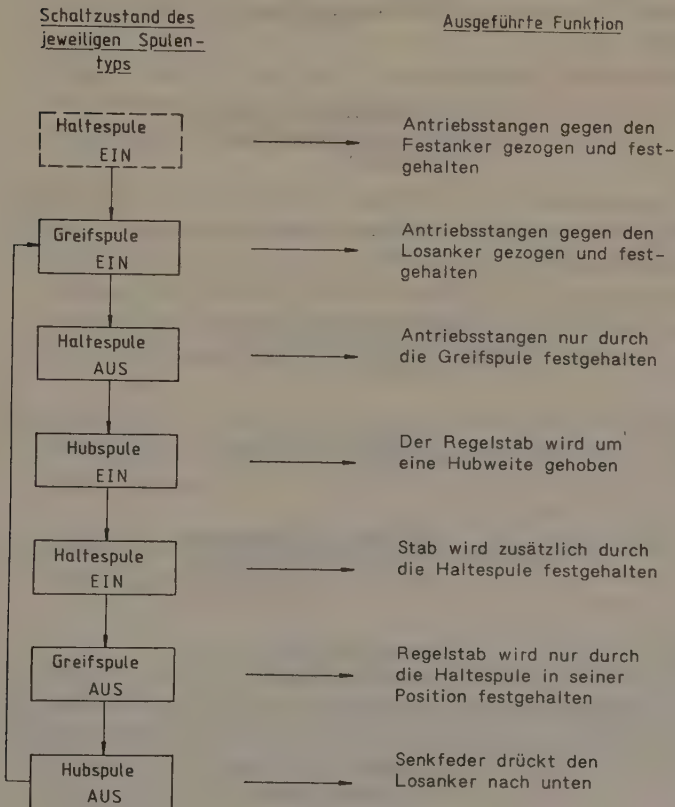


Abb. 15 : Schaltreihenfolge der Hubbewegung

Die Bewegung des Steuerstabes erfolgt dadurch, daß der Losanker durch die Hubspule gehoben bzw. durch die Senkfeder gesenkt wird, während die Antriebsstangen entsprechend dem gewünschten Bewegungsvorgang durch die Erregung der Greifspule am Losanker bzw. durch Erregen der Haltespule am Festanker 1 durch Reibungsschluß festgehalten werden.

Die Abbildungen (15) und (16) zeigen die Schaltreihenfolge für den Hubbewegungs- und Senkbewegungsablauf.

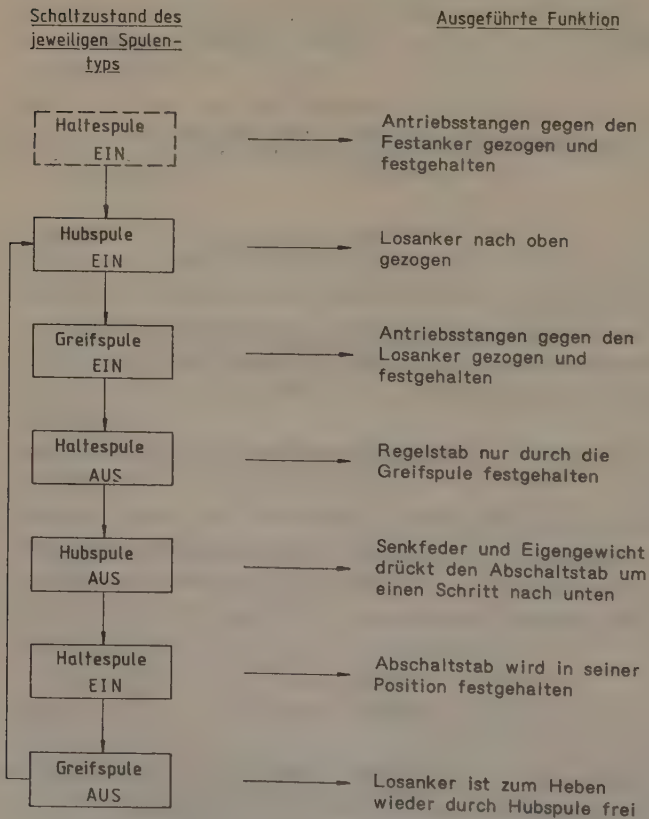


Abb. 16 : Schaltreihenfolge der Senkbewegung

Die Vorteile des auf dem "Magnetic-Jack-Prinzip" basierenden Antriebs sind:

- 1) Dichtheit: Der Antrieb erfordert keine bewegliche Durchführung und gewährleistet somit eine hermetische Abschließung.
- 2) Störungsanfälligkeit: Die Antriebsstangen haben keine Lagerung und führen minimale Bewegung aus.
- 3) Verfügbarkeit: Die Verfügbarkeit des Antriebes ist durch die doppelte Redundanz (Scramkupplung und Antriebsstromabschaltung) und durch die pneumatische Beschleunigung (Schutz gegen Schwergängigkeit) gegeben.
- 4) Failsafe: Fehler, die während des Betriebes auftreten können, werden vorwiegend elektrischen Ursprungs sein. Grundsätzlich führen aber alle elektrischen Ausfälle zu einer Reaktorschnellabschaltung.
- 5) Lebensdauer: Ein Verschleiß ist höchstens bei den Antriebsstangen zu erwarten. Die Abnutzung des Rohres, die durch Reibung der Antriebsstangen hervorgerufen wird, ist jedoch so gering, daß eine Fehlfunktion langfristig ausgeschlossen ist. Es besteht keine Bruchgefahr, da der Antrieb kaum bewegliche Teile besitzt. Lediglich die Spulen könnten ausfallen. Diese sind jedoch einfach auszuwechseln, indem sie über das Druckrohr geschoben werden.
- 6) Verunreinigungen: Alle beweglichen Teile besitzen ausreichendes Spiel, so daß Verunreinigungen infolge von Verschleiß hinunterfallen und vom Argonspülgas weggetragen werden.
- 7) Wartung: Der Mechanismus benötigt weder eine Schmierung noch ein nachträgliches Einstellen.

Als Nachteil ist anzusehen, daß der Antrieb stückweise gleiten kann und dadurch keine definierte Schrittweite hat. Die Stellung kann aber durch die diversitär ausgelegte Positionsanzeige genau registriert werden.

5.1.2 Berechnungsverfahren und Wahl der Berechnungsart

Die Kraft zur Bewegung der Antriebsstange wird auf elektromagnetischem Wege zur Verfügung gestellt. Man kann das Magnetfeld in einem Punkt durch die dort herrschende magnetische Erregung $\vec{H}$ oder durch die dort auftretende magnetische Induktion $\vec{B}$ beschreiben. Ihre exakte Berechnung ist schwierig und auf Sonderfälle beschränkt (z.B. symmetrisches Magnetfeld um stromdurchflossene Leiter). Die komplizierten Formen in der Praxis sind nicht so leicht zugänglich.

Es ist jedoch möglich, Magnetfelder mit Hilfe der konformen Abbildung durch numerische Integration der Abbildungsfunktion nach dem Verfahren von Schwarz-Christoffel zu berechnen. Dabei beschreibt eine komplexe differenzierbare Funktion $z(w)$ mit den Variablen $z = x + jy$ und $w = u + jv$ eine Abbildung des gegebenen magnetischen Feldes in der z -Ebene auf eine einfacher berechenbare Geometrie in der w -Ebene. Die Abbildung arbeitet mit einem ortsabhängigen Maßstab, der in den kleinsten Teilen eine konforme, im Großen jedoch verzerrte Konfiguration liefert.

Voraussetzung ist allerdings bei der Anwendung des Verfahrens, daß die Permeabilität im Innern des Feldes konstant ist und am Rand den Wert 0 oder ∞ hat, sowie die Zweidimensionalität des Problems.

Eine Berechnung mit Hilfe der Biot-Savart'schen Formel

$$\vec{B} = \frac{\mu_0 I}{4\pi} \int \frac{d\vec{s} \times \vec{r}}{r^3} \quad (5 - 1)$$

wobei

$\vec{B}$ = magnetische Induktion

μ_0 = Permeabilitätskonstante

I = Strom

ds = Linienelement in Richtung des Leiters

r = Abstandsvektor

sind,

trifft ebenfalls auf Schwierigkeiten, da sie nur im leeren Raum und nicht bei Vorhandensein magnetischer Materie gilt.

Im Falle der gleichzeitigen Anwesenheit von Leitungsströmen und magnetischer Materie ergeben sich für das Gesamtfeld $\vec{B}$ folgende Gleichungen:

$$\text{div } \vec{B} = \text{div } \vec{B}_L + \text{div } \vec{B}_{\text{Mat}} = 0 \quad (5 - 2)$$

(III-Maxwell'sche Gleichung mit Quelfreiheit)

Für die Wirbeldichte des quellenfreien Feldes B erhält man aus der ersten Maxwell'schen Gleichung ($\text{rot } H = S$)

$$\text{rot } B = \mu_0 S \quad (5 - 3)$$

$$\text{rot } B_{\text{Mat.}} = \mu_0 S_E \quad (5 - 4)$$

$$\text{rot } M = S_E \quad (5 - 5)$$

und das Gesamtfeld B als

$$\text{rot } B = \text{rot } B_L + \text{rot } B_{\text{Mat.}} = \mu_0 (S_L + S_E) = \mu_0 S = \mu_0 (S_L + \text{rot } M) \quad (5 - 6)$$

Hierin bedeuten:

μ_0 = Permeabilitätskonstante

S_E = Stromdichte räumlich verteilter Elementarströme

S_L = Stromdichte räumlich verteilter Leitungsströme

M = Magnetisierung

Aus Gleichung (5 - 2) erhält man mit Hilfe des Stoke'schen Integralsatzes den Durchflutungssatz für B bei Anwesenheit magnetisierbarer Materie.

Er lautet:

$$\oint_S B \, ds = \oint_A \text{rot } B \, dA = \oint_A \mu_0 (S_L + S_E) \, dA = \mu_0 (\Phi_L + \Phi_E) \quad (5 - 7)$$

Man erhält auch unter Berücksichtigung der obigen Gleichungen das allgemeine Integral des quellenfreien Feldes, also praktisch Biot-Savart für Anwesenheit von Materie, unter Anwendung der Poisson'schen Differentialgleichung als

$$B = \frac{\mu}{4\pi} \int_V \frac{(S_L + \text{rot } M) \times r}{r^3} \, dv \quad (5 - 8)$$

Der Magnetisierungsvektor M beschreibt hier den Magnetisierungszustand der Materie. Kennt man die Verteilung der Leitungsströme, also $S_L(x, y, z)$ und $M(x, y, z)$, der die Verteilung der Elementarströme $S_E(x, y, z)$ bestimmt, so kann man die zugehörige magnetische Induktion B berechnen.

Allerdings lassen sich die Elementarströme, im Gegensatz zu den Leitungsströmen, nicht direkt erfassen. Ihre Verteilung müßte immer erst über die Magnetisierung M , die aber selbst kaum erfaßbar ist, ermittelt werden.

5.1.2.1. Berechnung der Spulen als magnetische Kreise

Für die Berechnung der erzielbaren Feldstärken im Luftspalt wurde die Anordnung als magnetischer Kreis betrachtet. Man kann das Magnetfeld in jedem Punkt durch die dort herrschende magnetische Erregung H oder durch die dort auftretende magnetische Induktion B beschreiben. Hierbei teilt man den magnetischen Kreis in einzelne Abschnitte (Luftspalt, Jochscheibe, Jochring), in denen der magnetische Fluß $\Phi = \int_A B \, dA$ als homogen angesehen wird.

Ziel einer jeden Magnetkonstruktion sollte es sein, die durch die Erregerwicklung gegebene sogenannte "Amperewindungszahl" ($= N \cdot I$) oder Durchflutung $\Theta = \int H \, ds$ ohne allzugroße Verluste im Luftspalt zur Wirkung kommen zu lassen, dabei wird, um die Magnetisierungscharakteristik des Weicheisens optimal auszunutzen, der Auslegungspunkt in die Nähe der Sättigungsgrenze gelegt.

Allgemein gilt für die magnetische Spannung V die Beziehung

$$V = \int_A^B H \, ds = \Theta \approx H_l l_l = N I \quad (5 - 9)$$

weiter gilt

$$\Phi = \Theta / R_m \quad (5 - 10)$$

und

$$R_m = L / \mu_0 \mu_r A \quad (5 - 11)$$

Hierin bedeuten:

- L_i = Länge des Wegeelementes
- H_i = magnetische Feldstärke
- θ = magnetische Durchflutung
- R_m = magnetischer Widerstand
- $\mu_0 \mu_r$ = absolute Permeabilität
- Φ = magnetischer Fluß

Die Berechnung der Hubkraft F für Elektromagneten geht von der Formel

$$F = 3,92 \times 10^{-7} A B^2 \quad (5 - 12)$$

aus,

wobei die Hubkraft F in $[N]$, die Fläche A in $[cm^2]$ und die magnetische Induktion B in $[Vs / cm^2]$ angegeben ist.

Außerdem gilt

$$B = \Phi / A \quad (5 - 13)$$

Ausgehend von dem benötigten Fluß im Arbeitsspalt, berechnet man die notwendigen Größen für alle Teile des magnetischen Kreises und erhält dann die Ausgangsgrößen zur Auslegung der Spule.

Dieser Rechnungsweg läßt sich hier anwenden und liefert hinreichend genaue Ergebnisse.

5.1.3 Berechnung der Hub-, Halte- und Greifspule

Ausgehend von dem zuletzt genannten Berechnungsverfahren wurde die Geometrie der Hubspule so optimiert, daß sie sowohl den konstruktiven Anforderungen, wie auch den geforderten Belastungen gerecht wird. Dies führte zu der in Abbildung (17) dargestellten Anordnung der Hubspulenelemente.

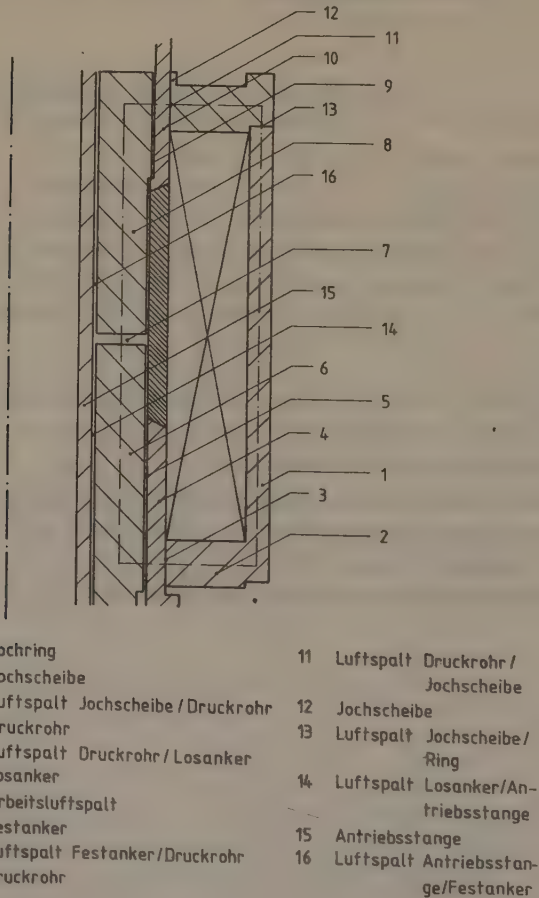
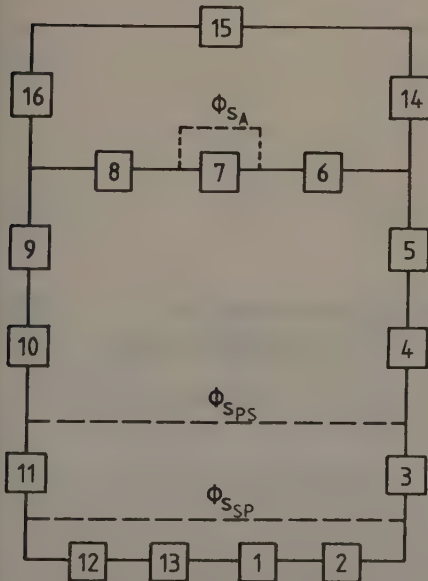


Abb. 17 : Anordnung der Hubspulenelemente

Nr.	Bezeichnung	r_a	r_i	r_m	h	q	l	R_m
		cm	cm	cm	cm	cm ²	cm	$\times 10^5$ A/Vs
1	Jochring	11,45	10,1			83,45	16,5	
2	Jochscheibe 1			6,65	2,0	83,56	3,6	
3	Luftspalt Jochscheibe 1/Druckrohr 1			6,65	2,0	83,56	0,01	0,095
4	Druckrohr 1			5,7	3,5	125,3	0,95	
5	Luftspalt Druckrohr 1/Losanker			5,7	3,5	125,3	0,1	0,635
6	Losanker	5,6	3,6			57,8	7,0	
7	Arbeitsluftspalt	5,6	3,6			57,8	0,4	5,507
8	Festanker	5,6	3,6			57,8	9,5	
9	Luftspalt Festanker/Druckrohr 2			5,8	3,5	127,5	0,01	0,062
10	Druckrohr 2			5,8	3,5	127,5	8,5	
11	Luftspalt Druckrohr 2/Jochscheibe 2			6,65	2,0	83,56	0,01	0,095
12	Jochscheibe 2			6,65	2,0	83,56	4,5	
13	Luftspalt Jochscheibe 2/Jochring	11,45	10,1	10,1	0,3	102,5	0,01	0,518
14	Luftspalt Losanker/Antriebsstange			3,5	8,0	178,4	0,1	0,446
15	Antriebsstange	3,57	2,97			11,62	14,0	
16	Luftspalt Antriebsstange/Festanker			3,5	10,0	223,0	0,1	0,357

Tab. 3 : Geometrische Abmessungen des Hubspulenkreises



- r_a = Außenradius
- r_i = Innenradius
- r_m = mittlerer Radius
- h = Höhe
- q = Querschnitt des betreffenden Wegstückes
- l = Flußlänge
- R_m = magnetischer Widerstand
- Φ_{SA} = Streufluß im Arbeitsluftspalt
- Φ_{SPS} = Streufluß im Luftspalt-Jochscheibe/Druckrohr
- Φ_{SSP} = Streufluß in der Spule

Abb. 18 : Ersatzschaltbild der Hubspule

Die Hubspule wurde für eine Hubkraft von 5500 N unter Berücksichtigung verschiedener Sicherheitsfaktoren, die u.a. Toleranzen des Rechenverfahrens und stückweises Gleiten bei Stößen erfassen, für eine Schrittweite von 4 mm ausgelegt.

Bei der Rechnung ging man von dem in Abbildung (18) dargestellten Ersatzschaltbild aus. Dort wurden Streuflüsse in Luftspalten bis zu 25 % berücksichtigt. Mit dem in Tabelle (3) zusammengefaßten geometrischen Gegebenheiten der Hubspule ergeben sich die in Tabelle (5) zusammengefaßten Daten der Spule. Dabei wurde eine Arbeitstemperatur von 50°C zugrunde gelegt. Weiterhin wurde betrachtet, daß die zulässigen Stromdichten nicht überschritten wurden und die Zeitkonstante T , die die Anzugszeit des Ankers bestimmt, in gewünschten Grenzen blieb.

Die Berechnung der Haltespule läuft entsprechend der Hubspulenberechnung und geht von einer Haltelast von 2500 N aus. Abbildung (19) zeigt die Anordnung der Haltespulenelemente. Die Abbildung (20) und Tabelle (4) zeigt das Ersatzschaltbild und die geometrische Datentabelle.

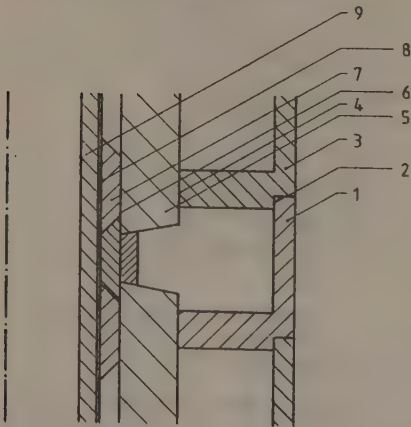
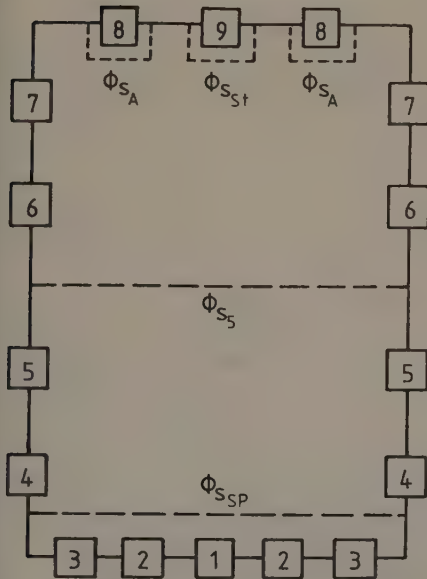


Abb. 19 : Anordnung der
Haltespulenelemente

- 1 Jochring
- 2 Luftspalt Jochring/Jochscheibe
- 3 Jochscheibe
- 4 Luftspalt Jochscheibe/Druckrohr
- 5 Druckrohr
- 6 Luftspalt Druckrohr/ Festanker
- 7 Festanker
- 8 Arbeitsluftspalt
- 9 Antriebsstange

Nr.	Bezeichnung	r_a	r_i	r_m	h	q	l	R_m
		cm	cm	cm	cm	cm ²	cm	$\times 10^5 \text{ A/Vs}$
1	Jochring	11,45	10,65			55,54	5,4	
2	Luftspalt Jochring/Jochscheibe	11,45	10,65	10,65	0,5	88,99	0,01	0,381
3	Jochscheibe			6,65	1,5	62,67	4,0	
4	Luftspalt Jochscheibe/Druckrohr			6,65	1,5	62,67	0,01	0,127
5	Druckrohr			4,4	2,5	69,1	2,2	
6	Luftspalt Druckrohr/Festanker			4,4	2,5	69,1	0,01	0,115
7	Festanker			3,6	4,0	90,47	0,8	
8	Arbeitsluftspalt			3,57	4,0	89,85	0,03	0,221
9	Antriebsstange	3,57	2,97			11,62	5,5	

Tab. 4 : Geometrische Abmessungen des Haltespulenkreises

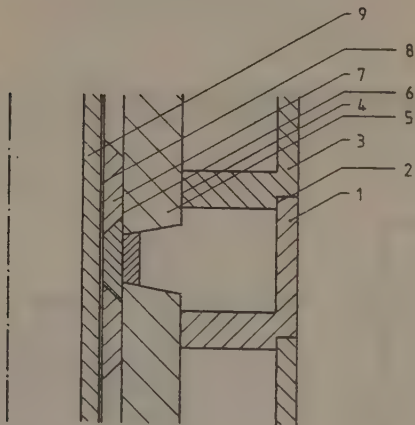


- r_a = Außenradius
- r_i = Innenradius
- r_m = mittlerer Radius
- h = Höhe
- q = Querschnitt des betreffenden Wegstückes
- l = Flußlänge
- R_m = magnetischer Widerstand
- Φ_{SSt} = Streufluß im Antriebsstab
- Φ_{SA} = Streufluß im Arbeitsluftspalt
- Φ_{SDf} = Streufluß im Luftspalt-Druckrohr/Festanker
- Φ_{SP} = Streufluß im Luftspalt-Jochscheibe/Druckrohr

Abb. 20 : Ersatzschaltbild der Haltespulenelemente

Bei der Auslegung der Haltespule fanden ansonsten die gleichen Punkte Beachtung wie bei der Hubspule, jedoch lag hier die zulässige Stromdichte niedriger, da die Betriebszeit größer ist, als bei der Hubspule. Auch die geometrischen Daten der Haltespule sind in Tabelle (5) zusammengefaßt.

Ein analoges Vorgehen gestattet das Auslegen der Greifspule für ein Traglast von 5000 N, die Anordnung der Greifspulenelemente, sowie die geometrischen Daten und das Ersatzschaltbild sind in Abbildung (21), Tabelle (5) und Abbildung (22) dargestellt. Die Ergebnisse sind ebenfalls in Tabelle (6) zusammengefaßt.



- 1 Jochring
- 2 Luftspalt Jochring/Jochscheibe
- 3 Jochscheibe
- 4 Luftspalt Jochscheibe/Druckrohr
- 5 Druckrohr
- 6 Luftspalt Druckrohr/Losanker
- 7 Losanker
- 8 Arbeitsluftspalt
- 9 Antriebsstange

Abb. 21 : Anordnung der Greifspulenelemente

Nr.	Bezeichnung	r_a	r_i	r_m	h	q	l	R_m
		cm	cm	cm	cm	cm ²	cm	$\times 10^5 \text{ A/Vs}$
1	Jochring	11,45	10,65			55,54	5,4	
2	Luftspalt Jochring/Jochscheibe	11,45	10,65	10,65	0,5	88,99	0,01	0,381
3	Jochscheibe			6,65	1,5	62,67	4,0	
4	Luftspalt Jochscheibe/Druckrohr			6,65	1,5	62,67	0,01	0,127
5	Druckrohr			4,4	2,5	69,1	2,2	
6	Luftspalt Druckrohr/Losanker			4,4	2,5	69,1	0,01	0,115
7	Losanker			3,6	4,0	90,47	0,8	
8	Arbeitsluftspalt			3,57	4,0	89,85	0,03	0,221
9	Antriebsstange	3,57	2,97			11,62	5,5	

Tab. 5 : Geometrische Abmessungen des Greifspulenkreises

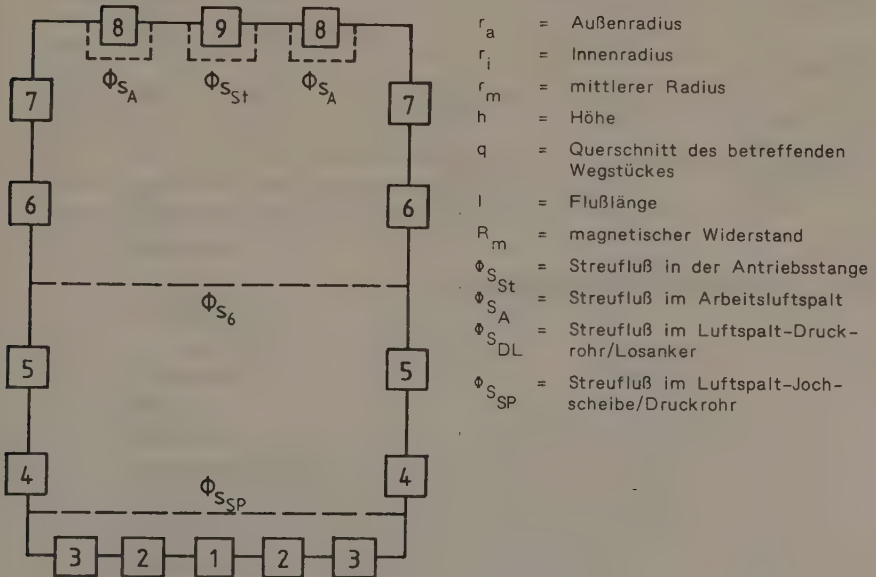


Abb. 22 : Ersatzschaltbild der Greifspule

Berechnungsgrößen	Hubspule	Haltespule	Greifspule
Durchflutung θ in [A]	15500	1000	3000
Arbeitsfluß Φ in [$\times 10^{-2} \text{Vs}$]	1,544	0,3049	0,658
Spulenquerschnitt q_{cu} in [mm^2]	2,835	0,4	0,567
Drahtdurchmesser d_{cu} in [mm]	1,9	0,71	0,85
Spulenraumquerschnitt A_{Sp} in [mm^2]	4599	1296	1296
Anzahl d. Windungen w	1080	2430	1521
Spezifischer Widerstand R_{Sp} in [Ohm]	7,4	230	53,6
Stromstärke I in [A]	14,86	0,48	2,05
Tatsächl. Durchflutung $\theta_{\text{tats.}}$ in [A]	15854	1162	3118
Induktivität L in [H]	1,12	15,76	2,71
Stromdichte j in [A/mm^2]	5,24	1,2	3,6
Zeitkonstante T in [ms]	151	68	51
Spulenleistung P in [W]	1634	270	1575

Tab. 6 : Daten der Antriebsspulen

5.2 Absorberkupplung und Steuereinheit

Die Absorber-Kupplungs-Steuereinheit hat die Aufgabe, das Gestänge durch die Absorber-Kupplung mit dem Absorberstab zu verbinden oder zu trennen.

Aufbau und Funktion

Der hier konzipierten Konstruktion liegt die Aufgabe zu Grunde, ein System zu schaffen, das es gewährleistet, ein Entkoppeln oder Einkoppeln nur in der untersten Stellung zu ermöglichen. Ein vorzeitiges Entkoppeln in einer anderen Lage aufgrund eines Fehlsignals oder eines mechanischen Versagens eines Bauteils sollte ausgeschlossen sein, da es zu einer Beschädigung des Cores oder eines benachbarten Elements führen könnte.

Aus unterschiedlichen Lösungsmöglichkeiten unter Anwendung der Konstruktions-Methodik wurde die in Abbildung (23) dargestellte Einheit konzipiert.

Der gesamte Kupplungsmechanismus besteht aus zwei Hauptbaugruppen, der pneumatischen Steuereinheit und der mechanischen Kupplungseinheit

5.2.1 Pneumatische Steuereinheit

Die Hauptteile der Steuereinheit sind

- A Steuerblock
- B Steuerkolben
 - a. Kolben
 - b. Dichtungen
- C Schubstange
 - a. Stange
 - b. Dichtungen
 - c. Ovale Schubstangenhülse
- D Sperre
 - a. Sperrbolzen
 - b. Sperrbolzenfeder
 - c. Sperrbolzenkugeln

Die Schubstange ist über dem Steuerkolben oval zu einer Schubstangenhülse ausgebildet und wird unterhalb dieser Hülse von den Sperrbolzen, die mittels Feder gegen die Schubstange gedrückt werden, flankiert. Daran schließt sich der Steuerkolben an, in dessen oberem und unterem Teil jeweils eine Druckleitung mündet. Unterhalb der Scrameinheit geht die Schubstange in ein Rohr über, an dem schließlich die Schließhülse der Absorberkupplung befestigt ist.

- 1 Schubstange
- 2 Schubstangenhülse
- 3 Sperrbolzen
- 4 Steuerblock
- 5 Steuerkolben

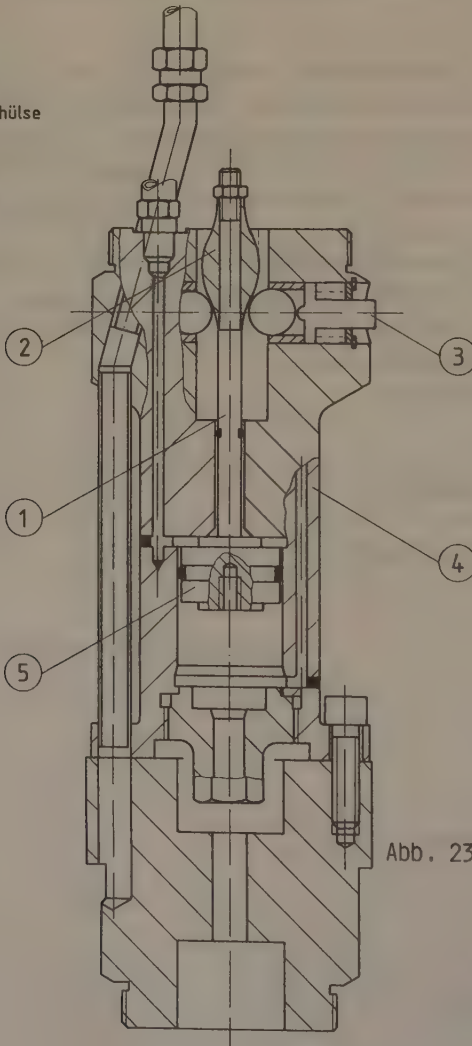


Abb. 23 : Absorberkupplung-
Steuereinheit

Ein vorzeitiges Entkuppeln in einer höheren Lage aufgrund eines Fehlsignals oder mechanischen Versagens ist ausgeschlossen, da die Sperrbolzen, die nur in unterster Position ausweichen können, dies verhindern.

Um die Absorberkupplung betätigen zu können, wird das wartungsfreie Bewegungssystem der Schubstange durch Druckbeaufschlagung des Kolbens und durch ein automatisch arbeitendes Sperrsystem, betätigt. Dafür muß das gesamte Gestänge in die unterste Stellung gefahren werden. Eine Abwärtsbewegung der Schubstange und somit ein Entkuppeln des Absorbers, ist nur in der tiefsten Stellung der Fahrstrecke möglich, da die Sperrbolzen über die Kugeln momentenfrei die Schubstangenhülse blockieren und sie erst dann freigeben, wenn sie durch die Federkraft in die vorgesehene Aussparung des Außenrohres geschoben werden können.

Da sowohl die Sperrbolzen als auch die Sperrbolzenfedern, die nur zur Bewegung der Sperrbolzen in die Ausgangslage dienen, keiner größeren Belastung ausgesetzt sind, wurde hier auf eine rechnerische Auslegung verzichtet. Gleiches gilt für die Schubstangenhülse, die als konstruktive Anforderungen erfüllen muß, daß sie so geformt ist, daß ein ungestörtes Rollen der Sperrbolzenkugeln, die eine Knickbeanspruchung der Sperrbolzen verhindern, gewährleistet ist.

Somit ist nur noch eine rechnerische Auslegung des Bewegungssystems der Schubstange selbst erforderlich.

Die zur Bewegung der Schubstange benötigte Kraft wird durch den über dem Schubstangenkolben wirkenden Druck aufgebracht. Sie muß größer sein als alle Widerstände im Kupplungshub.

Als Widerstände sind hier berücksichtigt:

- die untere Absorber-Kupplungs-Niederhaltefeder mit 500 N
- die Schubstangenhäftefeder mit 400 N
- die Reibungswiderstände und die Widerstände an der Sperreinrichtung mit 50 N

Positiv wurden berücksichtigt:

- die Gewichtskraft des Absorber-Kupplungs-Gestänges mit 500 N
- die obere Absorber-Kupplungs-Niederhaltefeder mit 100 N

Dies führt unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors von 2,5 zu einer benötigten Druckkraft von 875 N.

Die Kolbenfläche ist aus konstruktiven Gründen auf 680 mm^2 begrenzt. Dies führt zu einem notwendigen Druck von
 $p \approx 13 \text{ bar}$.

5.2.2 Kupplungseinheit

Die mechanische Kupplungseinheit, die in Abbildung (24) dargestellt ist, hat die Aufgabe, den Absorberstab und das Gestänge zu verbinden oder zu trennen.

Die Kupplung besteht aus

- Schließhülse
- Klinken
- Klinkenhalterung und
- Stößel

Die Kupplung ist als Greifer ausgebildet, der bei Betätigung den Kopf des Fingerabsorberstabes faßt. Die Bewegung der Klinken erfolgt durch Relativverschiebung des Schubstangenrohres zum äußeren Rohr, dabei werden die Klinken zwangsweise durch entsprechende Führungen nach innen und außen bewegt. Eine Öffnungsbewegung der Kupplung läuft wie folgt ab:

- Druckbeaufschlagung des Steuerkolbens
- Kraftübertragung über die Schubstange auf das Schubstangenrohr
- Abwärtsbewegung des mit dem Schubstangenrohr verbundenen Gleitflächenkörpers und gleichzeitige Abwärtsbewegung der Schließhülse, die mit dem Gleitflächenkörper verbunden ist.
- Der Gleitflächenkörper drückt während der Abwärtsbewegung die Klinken, die durch den Klinkenbolzen, der mit der Klinkenhalterung gelenkig verbunden ist, auseinander
- Nun ist die Öffnung der Schließhülse frei, und der Abschaltantrieb kann ohne Fingerabsorberstab hochgefahren werden.

Eine Schließbewegung läuft dagegen wie folgt ab:

- Der Antrieb fährt den Regelstab mit der offenen Schließhülse bis in die unterste Position.
- Der Absorberkopf schlägt an den federnd gelagerten Stößel an.
- Der Druck wird entlastet, wobei das Schubstangenrohr durch Federkraft bzw. Druckbeaufschlagung nach oben geschoben wird.
- Da die Schließhülse mit dem Schubstangenrohr verbunden ist, folgt ebenfalls eine Aufwärtsbewegung und somit ein Zusammendrücken der Klinken, dabei wird der Absorberstab gekoppelt.

Bei der Gestaltung der Gleitflächen wurde berücksichtigt, daß der Schubstangenkolben nur einen Hub von 21 mm gestattet.

Diese vertikale Bewegung überträgt sich auf die Schubstange, und bewirkt über die Gleitflächen eine horizontale Verschiebung der Klinken, die auf jeden Fall ausreichend ist, den Absorberkopf freizugeben.

- 1 Klinkenhalterung
- 2 Stößel
- 3 Schließhülse
- 4 Klinke
- 5 Gleitflächenkörper
- X Finger-Absorberstab

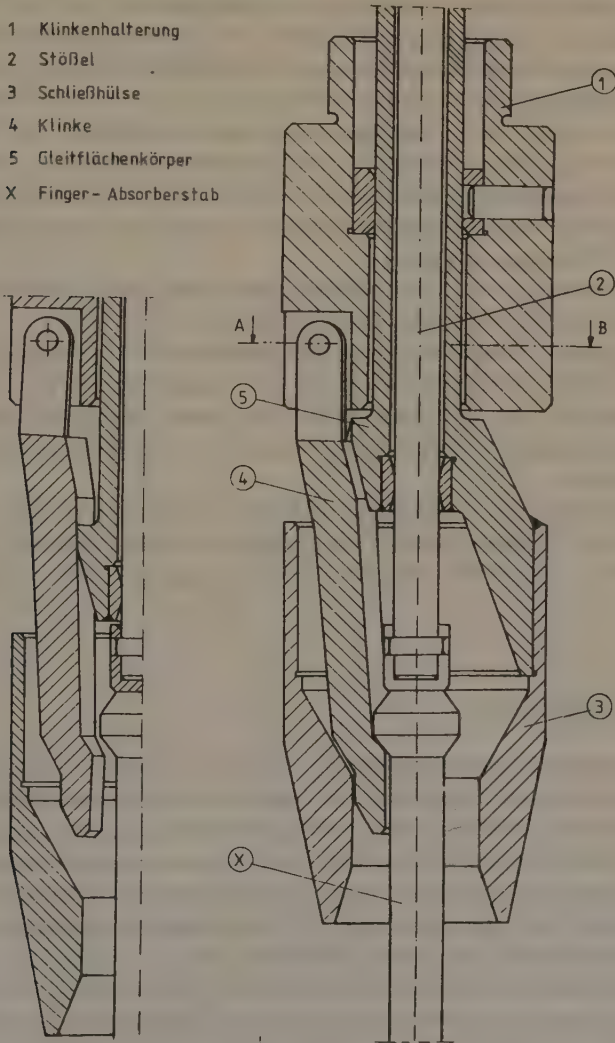


Abb. 24 : Mechanische Kupplungseinheit in geschlossener und geöffneter Stellung

Da das An- und Abkuppeln unter Natrium geschieht, sind drei Punkte zu beachten.

Erstens gestattet Natrium in flüssigem Zustand keinen Einblick auf den Ablauf des Geschehens. Das hat zur Folge, daß alle Kupplungsabläufe mit hoher Positionsgenauigkeit vorgenommen werden müssen. Die konusförmig ausgebildete Kopfeinführung, sowie die Steifigkeit des gesamten oberen Stabes und der Kupplung werden diesem Sachverhalt gerecht.

Zweitens ist bei der Auswahl der Werkstoffe darauf zu achten, daß die unter Flächenpressung stehenden Werkstücke nicht miteinander verschweißen. Dies ist durch entsprechende Werkstoffpaarung zu erreichen. Bei bisherigen Untersuchungen erwiesen sich die Paarungen Stellite 6H - 1.4961 als besonders günstig gegenüber Diffusionsverschweißung.

Bei der Absorber-Kupplung wären besonders die Bauteile Klinke, Schließhülse und Stößel gegen den Finger-Absorber-Kopf gefährdet.

Als dritter Punkt ist der starke Verschleiß reibender Teile unter Natrium zu beachten, da aus Reinheitsgründen des Natriums in diesem Bereich eine Schmierung beweglicher Teile durch Schmiermittel nicht erlaubt ist. Deswegen ist auch hier eine geeignete Werkstoffpaarung zu benutzen, wie zum Beispiel bei den Gleitführungen.

Das Spiel wurde jedoch überall da, wo es möglich war, so groß gewählt, daß kein nennenswerter Verschleiß entstehen kann. Günstig wirkt sich hierbei aus, daß die unter Punkt zwei genannten Werkstoffpaarungen auch geringe Verschleißraten zeigen.

5.2.3 Funktionsprüfung

Um die allgemeine Funktionsfähigkeit der Kupplung zu testen, wurde diese Einheit in Originalgröße unter Verwendung nicht rostender Stähle und Messing gefertigt und einer Prüfung unterzogen. Dabei erwies sich die hier konzipierte Kupplung in Luft als leichtgängig und fehlerfrei arbeitend. Die geometrischen Verhältnisse wurden so gewählt, daß nach einem Teilhub des Gleitflächenkörpers von 10 mm, die Gleitfläche die Klinke gerade berührte. Um diese Hubstrecke wird gleichzeitig die Schließhülse nach unten bewegt und gibt die Klinke im unteren Teil frei. Durch eine weitere Bewegung der Gleitfläche um 11 mm wird die Klinke in einer Entfernung von 48 mm von ihrem Drehpunkt (Klinkenbolzen) um 3 mm horizontal verschoben. Der entfernteste Punkt der Anlagenfläche, die den Absorberkopf hält, befindet sich in einer Entfernung von 116 mm.

Über den Strahlenansatz läßt sich für diesen Punkt eine Horizontalverschiebung von

$$x = 7,25 \text{ mm}$$

ermitteln.

Da der Absorberkopf nur auf 4 mm gefaßt wird, herrscht nach der Hubbewegung ein Natriumspalt von 3,25 mm zwischen Klinke und Absorberkopf. Dieses Spiel reicht aus, um ein leichtgängiges Koppeln zu ermöglichen.

5.3 Scrameinheit

Die Scrameinheit hat die Aufgabe, im Störfall die mechanische Scramkupplung freizugeben, um den Reaktor schnell und zuverlässig abzuschalten.

5.3.1 Aufbau und Funktion

Ausgehend von der Forderung, eine Vorrichtung zu konstruieren, die es ermöglicht, im Normalfall den Absorber über die Kupplung und das Gestänge fest mit dem Antrieb zu verbinden und im Störfall ein schnellst mögliches Entkuppeln und Beschleunigen des Absorbers zu erreichen, wurde unter Anwendung einer Analyse des physikalischen Geschehens eine Konstruktion konzipiert, die aus einem elektromechanischen System besteht. Das System besteht aus:

- Scrammagnet
- Magnetanker
- Schubhülse
- Verbindungsmuffe
- Scramkupplung
- Beschleunigungskolben

Außerdem besitzt sie als zusätzliche Sicherung noch eine Bremsvorrichtung. Der Anker und die Schubhülse werden durch magnetische Kräfte gehalten. Am Ende der Schubhülse befindet sich in deren Innenbohrung, die Verbindungsmuffe, die die Klemmkugeln der Scramkupplung aufnimmt. Über die Verbindungsmuffe und über die Klemmkugeln wird der Beschleunigungskolben festgehalten, an dem sich das äußere Gestänge anschließt. Der Bremskolben befindet sich oberhalb der Antriebsstange und besteht aus vier Arbeitskolben. Ein zusätzlicher Reed-Kontakt gibt Aufschluß über den Kupplungszustand.

Die Funktionsweise der Scrameinheit wird in Abbildung (25) mittels Funktionsfluß dargestellt.

Erhält die Scrameinheit einen Schnellschlußbefehl, wird der Erregerstrom des Scrammagneten unterbrochen. Dabei fällt der Magnetanker einschließlich der Schubhülse um ca. 10 mm nach unten.

Zur Überwindung des Restmagnetismus wird die Bewegung der Hülse durch eine Feder unterstützt. Gleichzeitig wird das Druckspeicherventil geöffnet und der Beschleunigungskolben druckbeaufschlagt.

Dabei ist zu bemerken, daß dies auch durch die Erhöhung des Gewichts des Ankers und der daran befindlichen Schubhülse erreicht werden kann.

Befindet sich die Schubhülse in ihrer untersten Lage, so werden die Kugeln der mechanischen Kugelpkupplung, die den Beschleunigungskolben halten, durch die Gewichtskraft des Absorbers und des Gestänges, sowie durch die Druckkraft des

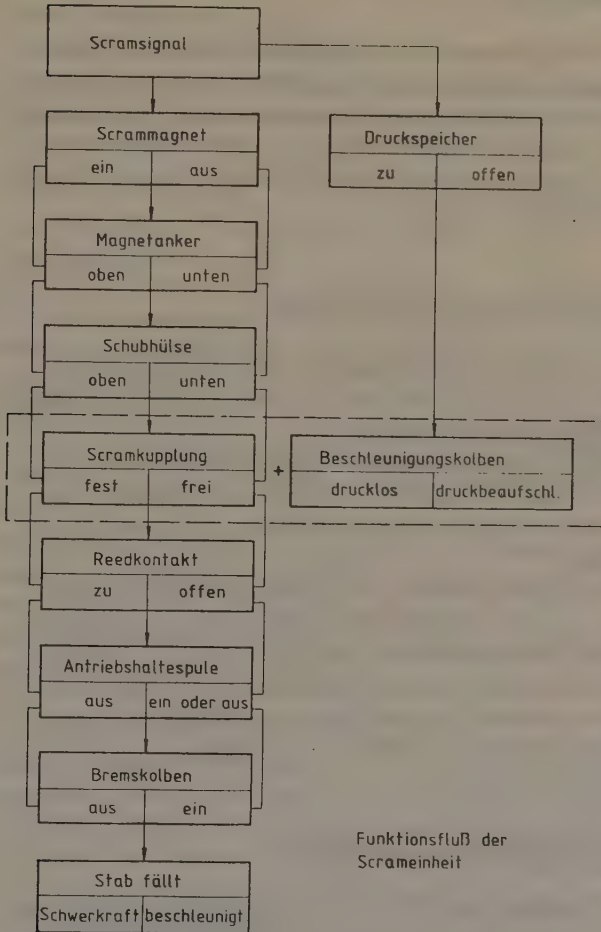


Abb. 25 : Funktionsfluß der Scrameinheit

Beschleunigungskolbens frei, und der ihn beaufschlagende Druck beschleunigt den Absorber in den Kern.

Es werden hier 3 Fälle analysiert:

a. Normale Schnellabschaltung

Der Erregerstrom des Scrammagneten wird unterbrochen, während die Haltespule des Regelstabantriebes weiterhin von Strom durchflossen bleiben, so daß der obere Stabteil in seiner momentanen Position festgehalten wird. Die Schubhülse fällt um ca. 10 mm hinunter, bis die Klemmkugeln den Beschleunigungskolben freigeben, der zusätzlich mit Druck beschleunigt wird und das Gestänge und den Absorber in den Kern schießt.

b. Stromausfall, sowie Ausfall der Notstromversorgung

Auch in diesem Fall verläuft die Schnellabschaltung unproblematisch. Da der Strom unterbrochen ist, wird der Scrammagnet den Anker mit der Verbindungsmuffe und den Beschleunigungskolben freigeben.

Geht man aber jetzt von dem hypothetischen Fall aus, daß auch eine Stromunterbrechung in den Haltespulen erfolgt, so würde der obere Regelstabteil, hinter dem zusätzlich mit Druck beschleunigten Kolben, zeitlich verzögert ebenfalls in den Kern fallen.

Er könnte nach einem ungebremsten Fall schwere Beschädigungen am unteren Stabteil hervorrufen, wenn die Schubhülse mit dem ganzen Gewicht des oberen Stabteils auf den Beschleunigungskolben aufschlägt. Das könnte zur Folge haben, daß sich der Absorber nach dieser Schnellabschaltung nicht mehr aus dem Kern ziehen läßt. Um solch einem mechanischen Versagen entgegen zu wirken, wurde ein Bremssystem oberhalb der Antriebsstange konzipiert.

c. Schnellabschaltung ohne Lösen der Scramkupplung

Wenn sich die Scramkupplung nicht löst, obwohl die Schnellabschaltung ausgelöst wurde, erhält das Bremssystem keinen Impuls zum Ausfahren der Kolben, so daß der gesamte Stab in den Kern fallen kann, nach dem der Strom der Haltespulen unterbrochen wurde.

Aus Abbildung (25) wird deutlich, wann das Bremssystem tätig wird bzw. nicht tätig wird.

5.3.2 Scrammagnet

Der Scrammagnet hat während des Normalbetriebs die Aufgabe, den Magnetanker und damit die Schubhülse festzuhalten.

Der Ausgangsfaktor für die Berechnung ist die maximale Haltekraft, die der Magnet aufbringen muß.

Zur Berücksichtigung der zusätzlichen Beschleunigungskräfte durch die Schrittbewegung, wurde die maximale Haltekraft zu 1000 N angesetzt.

Weiterhin ist zu verlangen, daß der Spulenquerschnitt und der Spulenstrom so optimiert sind, daß eine zulässige Stromdichte von $2,5 \text{ A/mm}^2$ nicht überschritten wird.

Da Versuche ergeben haben, daß schon kleine Luftspalte von $0,2 - 0,4 \text{ mm}$ im Magnetkreis die maximale Haltekraft eines Magneten um ca. 20 % vermindern können, ist darauf zu achten, daß konstruktiv bedingte Luftspalte so klein wie möglich gehalten werden. Ein eventuell nötiger Ausgleich ist durch Erhöhen der Stromstärke möglich, die aber durch den Sättigungspunkt des Magneteisens bei gegebenem Querschnitt und durch die maximale Stromdichte begrenzt ist.

Eine Steigerung der Durchflutung über die Sättigungsgrenze hinaus hat keine nennenswerte Erhöhung der magnetischen Induktion und damit auch keine größere Haltekraft des Magneten zur Folge.

Der Auslegungspunkt in anbetracht einer eventuell nötigen Reserve wird bei $3/4$ der Sättigungsgrenze gewählt.

Zur genaueren Berechnung des Scrammagneten muß die Geometrie konstruktiv festgelegt werden. Da die benötigte Kraft F aber eine Funktion der magnetischen Induktion B und der Fläche A ist, hat der Magnet eine optimale Auslegungsgröße bezüglich seiner Polflächen A und über die Beziehung

$B = \theta / R_m A$ mit $\theta = \sum H \cdot s$ bezüglich seiner Schenkellänge, wobei s die Länge der Feldlinie in den Eisenschenkeln, θ die Durchflutung und R_m der magnetische Widerstand sind.

Der Iterationsvorgang ist in Abbildung (26) dargestellt.

Ausgehend von der konstruktiv vorgegebenen Geometrie wurden die genaueren Daten des Scrammagneten nach dem in Abbildung (26) dargestellten Rechenfluß bestimmt und in Tabelle (7) zusammengefaßt.

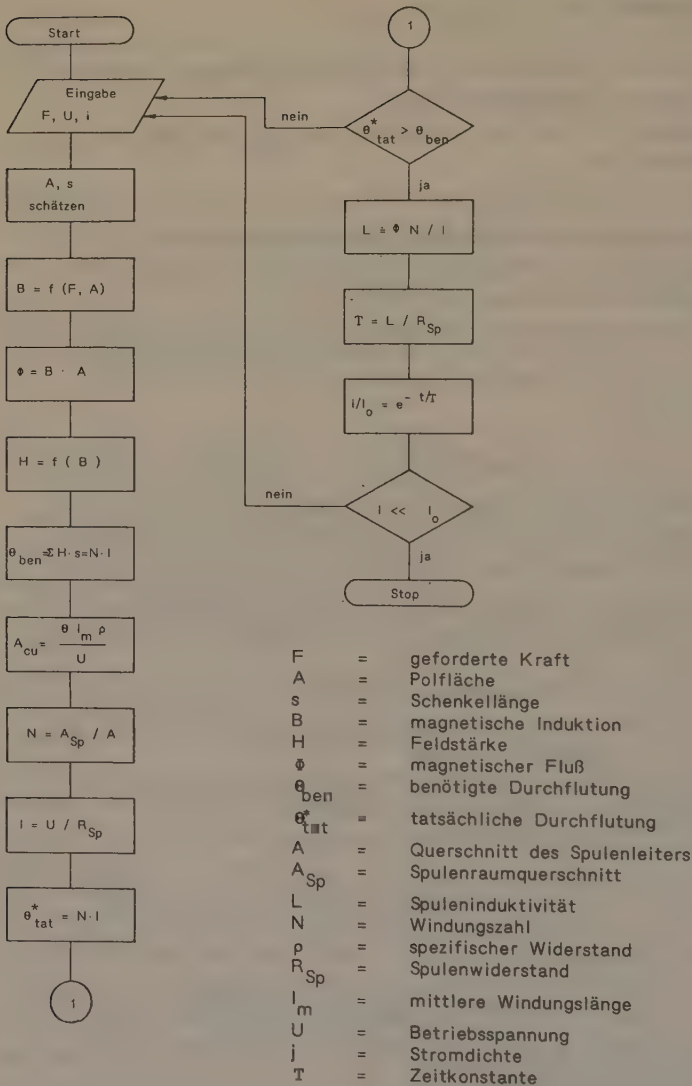


Abb. 26 : Iterativer Berechnungsweg des Scrammagneten

Polfläche A_1	$11,09 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
Polfläche A_2	$4,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
Magnetischer Fluß Φ	$4,75 \cdot 10^{-4} \text{ Vs}$
Benötigte Durchflutung θ_{ben}	1430 A
Querschnitt des Spulenleiters A	$1,275 \text{ mm}^2$
Nennerregung U	24 V
Spulenraumquerschnitt A_{Sp}	$992,25 \text{ mm}^2$
Windungszahl N	730
Tatsächliche Durchflutung θ_{tat}	1533 A
Induktivität L	0,17 H
Stromdichte j	$1,65 \text{ A/mm}^2$
Zeitkonstante T	20 ms
Stromabklingverhältnis beim Abschaltvorgang für $t = 20 \text{ ms}$	0,368

Tab. 7 : Auslegungsdaten des Scrammagneten

5.3.2.1 Tragfähigkeitsmessungen des Scrammagneten

Bei der Auslegung des Scrammagneten wurden Versuche zur Überprüfung der Tragfähigkeitsrechnung durchgeführt. Dabei ergaben sich für einen Magneten mit konstanter Windungszahl und konstantem Leiterquerschnitt bei Veränderung der Stromstärke die in Abbildung (27) dargestellten vom Luftspalt abhängigen Ergebnisse.

Diese Ergebnisse zeigten Abweichungen von den errechneten Werten bis zu ca. 15 %. Dies wurde bei der Auslegung des Magneten durch entsprechende Zugaben berücksichtigt.

Da die Temperatur am Einsatzort des Scrammagneten bei ca. 100°C liegt, wurde als Spulenleiter nicht der übliche isolierte Kupferdraht mit Kreisquerschnitt

gewählt, sondern anodisierte Aluminiumflachbänder von 15 mm Breite und 0,085 mm Dicke. Als Isolierschicht dient hier die Oxidschicht des Grundmaterials (anodische Oxidation 2,5 μm). Die maximale Temperaturbelastung dieser Bänder liegt bei 600°C. Die Oxidschicht begünstigt ein Abfließen der Wärme aus dem Spuleninnern und trägt somit zu einer günstigen Betriebstemperatur bei.

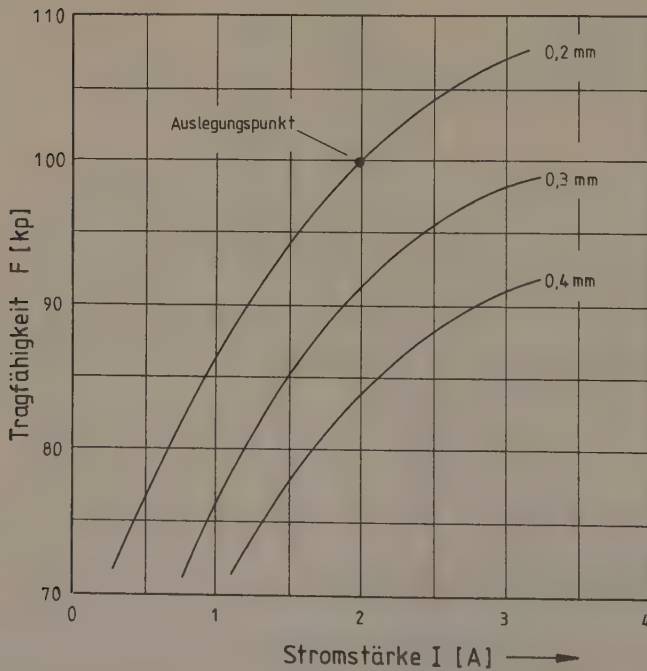


Abb. 27 : Tragfähigkeit des Scrammagneten in Abhängigkeit von Stromstärke und Luftspalthöhe

5.3.3 Scramkupplung

Die Scramkupplung hat die Aufgabe, den Stab nach Herabfallen der Schubhülse freizugeben.

Die Notwendigkeit der Scramkupplung ergibt sich aus der Tatsache, daß im Falle einer Schnellabschaltung das untere Gestängeteil mit dem Absorber vom oberen getrennt werden soll, um so die zu beschleunigende Masse zu reduzieren.

Da die Forderung besteht, diese Kupplung wartungsfrei zu gestalten, ist es erstrebenswert, die Anzahl der Bauteile, vor allem die beweglichen, so klein wie möglich zu halten. Außerdem muß beachtet werden, daß die Dichtungen des Beschleunigungskolbens nicht über die Sperrbolzennut laufen, denn dies würde zur Beschädigung der Dichtung führen.

Aus dieser Forderung heraus ergeben sich drei Anordnungsmöglichkeiten der Kupplung, die eine Entfernung zwischen Beschleunigungskolben und Sperrbolzennut von mindestens 1200 mm gewährleisten.

- a. Anordnung der Kupplung in naher Verbindung mit dem Scrammagneten direkt über dem Beschleunigungskolben
- b. Anordnung der Kupplung in naher Verbindung mit dem Scrammagneten direkt unter der Absorber-Kupplungs-Steuereinheit.
- c. Getrennte Anordnung von Scrammagnet direkt unter der Absorber-Kupplungs-Steuereinheit und Scramkupplung direkt über dem Beschleunigungskolben.

Punkt a ist benachteiligt durch die längere Kabelführung und die Tatsache, daß der Magnetmantel um ca. 1 m länger als notwendig gefertigt werden müßte.

Punkt b hat den Nachteil, daß die Verbindungsmuffe und die Halterung für den Reedkontakt bis unter die Absorber-Kupplungs-Steuereinheit verlängert werden müßte.

Somit wurde die Anordnung c gewählt.

Da die Erregung des Scrammagneten eine Vertikalbewegung des Ankers zur Folge hat, liegt es nahe, diese Bewegung direkt zur Lösung des Kupplungszustandes zu benutzen. Dieser Gesichtspunkt und die Forderung einer wartungsfreien, bauteilarmen Konstruktion führte zur Entwicklung der in der Gesamtansicht der Scrameinheit Abbildung (35) dargestellten Kugelkupplung.

Im erregten Zustand hält der Scrammagnet die Schubhülse in der oberen Stellung und die Kupplungskugeln schaffen eine Klemmverbindung zwischen Verbindungsmuffe und Schubhülse. Ist der Scrammagnet entregt, fällt die Schubhülse federbeschleunigt nach unten, und die Klemmkugeln entweichen in die Schubhülse, somit ist der Beschleunigungskolben frei.

Hier ist zu bemerken, daß der Zweck der Druckfeder auch durch eine Gewichtserhöhung der Schubhülse erreicht werden kann.

Es wird hier der Winkel der Kugelkupplung hinsichtlich folgender Bedingungen optimiert:

- Nach Freigabe der Kugel durch die Schubhülse muß die horizontale Kraft größer als die Reibkraft an der unteren Stützstelle sein, um eine horizontale Bewegung der Kugel zu ermöglichen.
- Die Kräfte auf die Schubhülse dürfen nicht zu groß werden, da sonst eine Abwärtsbewegung verhindert wird.

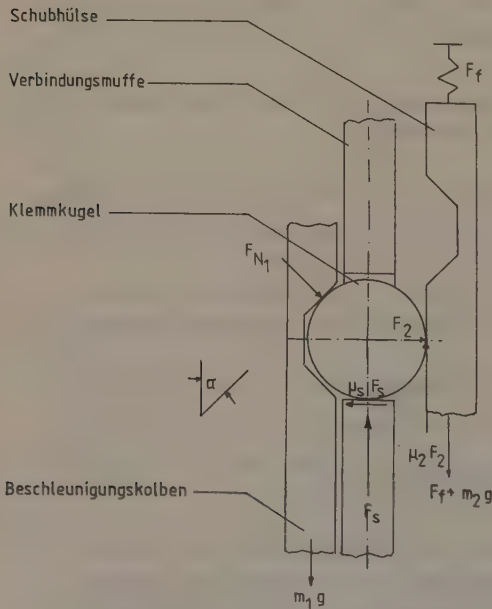


Abb. 28 : Kräfteverhältnis an der Scramkupplung

Aus Abbildung (28) sind die Bedingungen

$$\mu_2 F_2 < F_f + m_2 g \quad (5 - 14)$$

$$F_2 = F_1 - \mu_s F_s > 0 \quad (5 - 15)$$

und die Abhängigkeit vom Winkel α zu erkennen.
Hierin bedeuten:

- F_2 = Normalkraft auf die Schubhülse
- F_1 = Horizontale Kraft an der Stelle Beschleunigungskolben-Klemmkugel
- F_s = Stützkraft an der Stelle Verbindungsmuffe-Klemmkugel
- F_f = Vorspannkraft der Feder
- m_2 = Masse der Schubhülse
- μ_2 = Haftreibungszahl Schubhülse-Klemmkugel
- μ_s = Haftreibungszahl Verbindungsmuffe-Klemmkugel

Durch Kräftebilanzen an den einzelnen Teilsystemen erhält man eine Beziehung zwischen α , F_1 und F_2 .

Teilsystem Beschleunigungskolben

Aus der Kräftebilanz an dem Beschleunigungskolben (Abbildung 29) ergibt sich für die y-Richtung:

$$\Sigma F_y = 0 = F_{N_1} \sin \alpha + F_{N_1} \mu_1 \cos \alpha - m_1 g$$

$$F_{N_1} = \frac{m_1 g}{\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha} \quad (5 - 16)$$

und für die x-Richtung:

$$\Sigma F_x = 0 = F_1 + \mu_1 \cdot F_{N_1} \cdot \sin \alpha - F_{N_1} \cos \alpha$$

$$F_1 = F_{N_1} (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha) \quad (5 - 17)$$

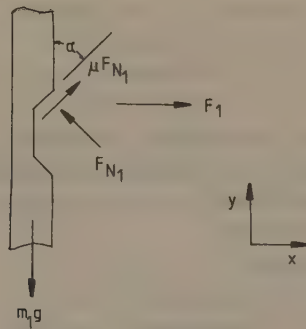


Abb. 29 : Kräfte auf den Beschleunigungskolben

mit (5 - 16) und (5 - 17) ergibt sich die horizontale Kraft

$$F_1 = \frac{m_1 g (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha)}{\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha} \quad (5 - 18)$$

Hierin bedeuten:

- $m_1 g$ = Gewichtskraft des Gestänges
- F_1 = Horizontale Kraft
- F_{N_1} = Normalkraft auf die Schubhülse
- α = Kugel-Kupplungswinkel
- μ_1 = Haftreibungszahl Beschleunigungskolben-Klemmkugel

Teilsystem Klemmkugel

Bedingung 1 (Gilt nur, wenn die Klemmkugel durch die Schubhülse freigegeben ist):

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 = F_1 + \mu_s F_s \quad (5 - 19)$$

und

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_s = F_{N1} (\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (5 - 20)$$

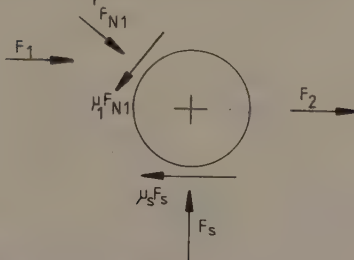


Abb. 30 : Kräfte auf die Klemmkugel
(Für Bedingung 1)

Hierin bedeuten:

F_s = Stützkraft an der Stelle Verbindungsmuffe-Klemmkugel

$\mu_s F_s$ = Reibkraft an der Stelle Verbindungsmuffe-Klemmkugel

Aus Gleichung (5 - 16), (5 - 18) und (5 - 19) ergibt sich die notwendige horizontale Bewegungskraft

$$F_2 = \frac{m_1 g (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha)}{\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha} - \mu_s m_1 g \quad (5 - 21)$$

Bedingung 2 (Gilt für die Auslösebedingung) :

Aus der Kräftebilanz an der Klemmkugel (31) ergibt sich für die y-Richtung

$$\Sigma F_y = 0 = F_s - \mu_2 F_2 - F_{N_1} (\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha)$$

$$F_s = \mu_2 F_2 + F_{N_1} (\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (5 - 20.1)$$

und für die x-Richtung

$$\Sigma F_x = 0 = F_{N_1} \cos \alpha - \mu_1 F_{N_1} \sin \alpha - F_{N_2} - \mu_s F_s$$

$$F_s = (F_{N_1} \cos \alpha - \mu_1 F_{N_1} \sin \alpha - F_{N_2}) / \mu_s \quad (5 - 21.1)$$

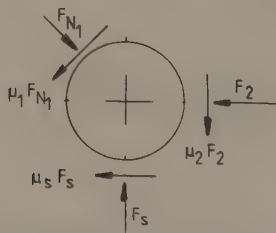


Abb. 31 : Kräfte auf die Klemmkugel
(Für Bedingung 2)

Da die Summe der Momente gleich Null ist, gilt:

$$\mu_1 \cdot F_{N_1} \cdot r = (\mu_s F_s + \mu_2 F_{N_2}) \cdot r \quad (5 - 22)$$

Hierin bedeuten:

- F_s = Kraft der Verbindungsmuffe auf die Klemmkugel
- F_{N_2} = Normalkraft der Schubhülse auf die Klemmkugel
- F_{N_1} = Normalkraft des Beschleunigungskolbens auf die Klemmkugel
- μ_1 = Haftreibungszahl an der Stelle Beschleunigungskolben-Klemmkugel
- μ_2 = Gleitreibungszahl an der Stelle Schubhülse-Klemmkugel
- μ_s = Haftreibungszahl an der Stelle Verbindungsmuffe-Klemmkugel
- r = Radius der Klemmkugel

Außerdem gelten die Bedingungen für das Teilsystem Schubhülse

$$F_{N_1} = \frac{m_1 g}{\mu_1 \cos \alpha + \sin \alpha} \quad (5 - 16)$$

und

$$F_1 = F_{N_1} (\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha) \quad (5 - 17)$$

Aus den Gleichungen (5 - 16), (5 - 17), (5 - 20.1), (5 - 21.1) und (5 - 22) ergibt sich die Reibkraft $\mu_2 F_2$ an der Stelle Schubhülse-Klemmkugel mit der Annahme, daß an den Stellen Beschleunigungskolben-Klemmkugel und der Stützstelle Verbindungsmuffe-Klemmkugel Haftreibung herrscht ($\mu_s = \mu_1 = \mu$), zu

$$\mu_2 F_2 = \frac{\mu}{1+\mu} m_1 g \frac{1 - (\mu \cos \alpha + \sin \alpha)}{\mu \cos \alpha + \sin \alpha} \quad (5 - 23)$$

In Abbildung (32) sind die Beziehungen (5 - 21) und (5 - 23) für die Werte $\mu = 0,3$ und $m_1 g = 500 \text{ N}$ in Abhängigkeit von dem Winkel α dargestellt.

Aus den beiden Bedingungen (5 - 14) und (5 - 15) folgt, daß α in dem durch Pfeile markierten Bereich gewählt werden darf.

Hier wurde α zu 45° gewählt.

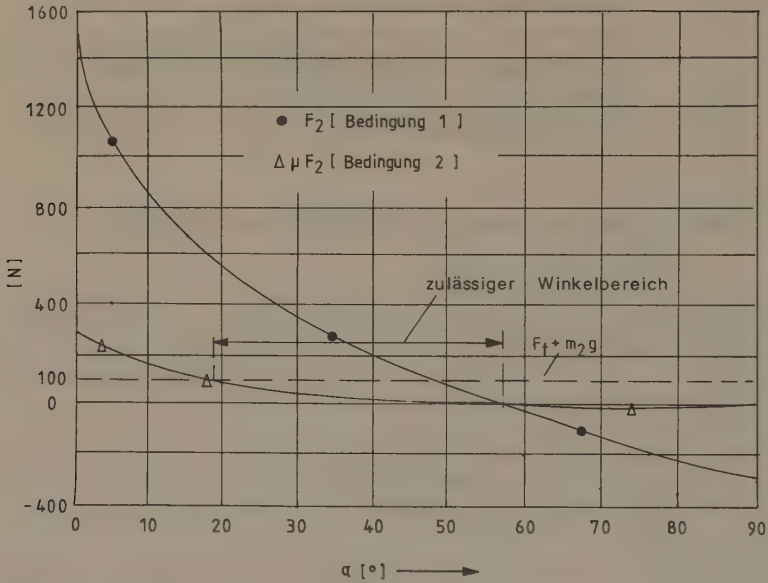


Abb. 32 : Kupplungskräfte in Abhängigkeit vom Winkel

5.3.3.1 Funktionsprüfung

Um die Funktionsfähigkeit der Kugelukplung zu testen wurde die Scramkupplung im Maßstab 1 : 1 mit einem Winkel α von 45° aus nicht rostendem Stahl gefertigt und in Verbindung mit dem Scrammagneten getestet. Dabei erwies sich auch bei einer Kraft von 30 N die Kupplung als leichtgängig. Die wirkliche funktionsfähigkeit kann allerdings nur unter Einsatzbedingungen erprobt werden.

5.3.4 Auslegung des Beschleunigungssystems

Da schnelle Reaktoren im Gegensatz zu thermischen Reaktoren bei Überschreiten der promptkritischen Grenze wesentlich kürzere Perioden aufweisen, sind sie in diesem Bereich in der Lage, auch schnelle Leistungsänderungen durchzuführen.

Für den Fall, daß diese Grenze überschritten wird, muß das Abschaltssystem gewährleisten, daß die Einfahrtgeschwindigkeit der Abschaltstäbe ausreicht, um den Reaktor vor einer zerstörenden Leistungsfreisetzung abzuschalten. Dies bedingt bei schnellen Reaktoren eine Beschleunigung der Abschaltstäbe, da die freie Fallbeschleunigung nicht ausreicht.

Um die obengenannte Bedingung zu erfüllen, muß spätestens ca. 200 ms nach Auslösen des Scramsignals, eine wirksame Reaktivitätsverminderung einsetzen und spätestens nach weiteren ca. 500 ms müssen 90 % der Abschaltreaktivität erreicht sein, was einer Eintauchtiefe von 80 % der Spaltzonenhöhe entspricht (SNR 300, Mark 1 a Kern).

Die Verzögerungszeit zwischen Scramsignal und Stabbewegung setzt sich im wesentlichen aus der Laufzeit des Signals, der Magnetentriegungszeit und einer mechanisch begründeten Totzeit zusammen.

Die bisher angeführten Anforderungen bedingten eine Beschleunigung der Abschaltstäbe. Dies wird durch Druckbeaufschlagung des Beschleunigungskolbens mit Argon erreicht. Hierbei strömt Argon aus einem Druckspeicher über ein Schnellschaltventil durch eine Rohrleitung, die im Innern der Antriebsstange als Teleskoprohr geführt wird, bis über den Beschleunigungskolben. Dort wird der zur Beschleunigung benötigte Druck aufgebracht.

Für eine maximale Beschleunigung von 2,1 g wird ein Beschleunigungsdruck von $p_1 = 3,5 \text{ bar}$ über dem Beschleunigungskolben benötigt.

Auszulegen sind im einzelnen der Druck p_0 im Druckspeicher und die maximale Zeit, die der Entlastungsvorgang benötigt.

Zu Punkt eins sind in erster Linie die Druckverluste im System zu bestimmen. Zur Berechnung der Druckverluste werden die Strömungsgeschwindigkeit w und die Dichte ρ benötigt. Da es anzustreben ist, den Auffüllvorgang so schnell wie möglich durchzuführen, benötigt man für die gesamte Auffüllzeit überkritische Zustände, da dann die maximalen Massenströme fließen. Es ist also in erster Linie zu prüfen, wie lange das kritische Druckverhältnis herrscht.

Bezeichnet man die Zustandsgrößen im Druckspeicher mit dem Index "0" und in der Stabeinheit mit dem Index "1", so gelangt man, ausgehend von der allgemeinen Zustandsgleichung für ideale Gase

$$p_0(t) V_0(t) = m_0(t) R T_0 \quad (5 - 24)$$

bzw.

$$p_1(t) V_1(t) = m_1(t) R T_1 \quad (5 - 25)$$

wobei sich die Massen zu

$$m_0(t) = m_0 - \dot{m} t \quad (5 - 26)$$

und

$$m_1(t) = m_1 + \dot{m} t \quad (5 - 27)$$

ergeben, zur Zeit " t_1 ", die angibt, wie lange überkritisches Druckverhältnis

$$\frac{p_1(t)}{p_0(t)} < 0,53$$

herrscht.

Zur Berechnung des ausfließenden Massenstroms, " $\dot{m}$ ", geht man vom ersten Hauptsatz aus

$$h_1 - h_0 + 1/2 (w_1^2 - w_0^2) = 0 \quad (5 - 28)$$

mit der spezifischen Wärmekapazität

$$c_p / R = \frac{x}{x-1} \quad (5 - 29)$$

und der Isentropen Zustandsgleichung

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{x}} \quad (5 - 30)$$

Verwendet man außerdem $w_o \approx 0$ und $h_o - h_1 = c_p (T_o - T_1)$, so gelangt man mit der Annahme, daß sich die Austrittsöffnung wie eine Normblende verhält, zu der Gleichung

$$\dot{m} = \xi A \sqrt{\frac{x}{x-1} \left(\frac{p_1}{p_o} \right)^{2/x} - \left(\frac{p_1}{p_o} \right)^{\frac{x+1}{x}}} \sqrt{2 p_o \rho_o} \quad (5 - 31)$$

wobei A der Austrittsquerschnitt ist.

Aus den Gleichungen (5 - 24), (5 - 25), (5 - 26), (5 - 27), (5 - 30) und (5 - 31) gelangt man zur Zeit " t_1 "

$$t_1 = \frac{0,53 m_o - 0,83 \frac{V_o}{V_1(t)} m_1}{\left(0,83 \frac{V_o}{V_1(t)} + 0,53 \right) \dot{m}} \quad (5 - 32)$$

berücksichtigt man weiterhin, daß V_1 , wie Gleichung (5 - 33) zeigt, von t abhängig ist

$$V_1(t) = V_1 + A_K z(t) \quad (5 - 33)$$

mit

$$z(t) = \frac{1}{2 m_K} (m_K g + P_K A_K - F_A) t^2 \quad (5 - 34)$$

so gelangt man zu einer kubischen Gleichung für t

$$\begin{aligned} & \frac{0,53 \dot{m} A_K (m_K g + P_K A_K - F_A)}{2 m_K} t^3 \\ & + \frac{A_K (m_K g + P_K A_K - F_A) (0,83 V_o \rho_1 - 0,53 m_o)}{2 m_K} t^2 \\ & + (1,06 \dot{m} V_1 + 0,83 V_o \dot{m}) t + (1,66 V_o \rho_1 V_1 - 1,06 m_o V_1) = 0 \quad (5 - 35) \end{aligned}$$

Hierin bedeuten:

$m_K g$ = Gewichtskraft des Gestänges und Absorbers
 A_K = Fläche des Beschleunigungskolbens
 F_A = Auftriebskraft

mit $\dot{m} = 0,142 \text{ kg/s}$, $V_0 = 7000 \text{ cm}^3$, $V_1 = 5036 \text{ cm}^3$, $\rho_1 = 11,12 \text{ kg/m}^3$
und $A = 1,13 \text{ cm}^2$ ergibt sich die Zeit, in der ein überkritisches Druckverhältnis herrscht, zu $t_1 = 145 \text{ ms}$.

Es ist nun zu prüfen, wie lange es dauert, bis der Druck in der Stabeinheit auf 3,5 bar gestiegen ist. Unter Verwendung der Gleichungen (5 - 25), (5 - 27) und (5 - 32) ergibt sich die Zeit t_2 zu

$$t_2 = \frac{p_1(t) V_1(t) + p_1(t) V_1 - m_1 R T_1}{\dot{m} R T_1} \quad (5 - 36)$$

Durch Einsetzen der bekannten Werte, erhält man $t_2 = 115 \text{ ms}$.

Diese Zeit ist geringer, als die Zeit, in der ein überkritisches Druckverhältnis herrscht. Somit kann man die Druckverluste mit der Schallgeschwindigkeit errechnen, die man aus der Gleichung

$$a = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1} R T_0} \quad (5 - 37)$$

erhält. Die Dichte ρ erhält man aus der Gleichung für den ausfließenden Massenstrom $\dot{m}$, der nur von den Ausgangsgrößen abhängt und während des kurzen Ausströmvorgangs als konstant betrachtet werden kann.

Diese berechneten Werte für Dichte und Geschwindigkeit werden nun zur Ermittlung der Druckverluste benutzt.

Die Druckverluste treten hauptsächlich in der Rohrleitung, im Ventil, in der Umlenkung und beim Ein- und Ausströmen in Gefäße auf.

In der Rohrleitung erhalten wir einen Druckverlust von

$$\Delta p_{RL} = \xi_{RL} \frac{l}{d_i} \cdot \rho \cdot w_i^2 / 2 \quad (5 - 38)$$

dabei ist

$$\begin{aligned} \xi_{RL} &= f(Re, K / d_i) \\ \rho &= \text{mittlere Dichte des Gases} \\ w_i &= \text{mittlere Geschwindigkeit in der Rohrleitung während des} \\ &\quad \text{Ausströmvorgangs} \\ K &= \text{die Rauigkeit und} \\ Re &= \text{Reynold's Zahl} \end{aligned}$$

Der Gesamtdruckverlust errechnet sich aus der Summe der Druckverluste in der Rohrleitung, im Schnellschaltventil und in den Ein- und Austrittsverlusten.

$$\Delta p_G = \Delta p_{RL} + \Delta p_A + \Delta p_E + \Delta p_V \quad (5 - 39)$$

mit den Druckverlusten

$$\text{im Ventil:} \quad \Delta p_V = \xi_V \rho w^2 / 2 \quad (5 - 40)$$

$$\text{wobei} \quad \xi_V = f(d_E / d_W) \quad \text{ist}$$

und

im Ein- und Austritt:

$$\Delta p_{E,A} = \xi_{E,A} \rho w^2 / 2 \quad (5 - 41)$$

$$\text{wobei} \quad \xi = f(\text{Eintritts- und Austrittsfläche}) \quad \text{ist.}$$

Somit erhält man den Auslegungsdruck im Druckspeicher.

Da man den Absorberstab in der Dämpfungszone nicht zusätzlich beschleunigen will, muß der aufgebrauchte Druck über dem Beschleunigungskolben nach dem Beschleunigungsvorgang wieder abgebaut werden. Der Entlastungsvorgang muß bei Dämpfungsbeginn beendet sein. Aus diesem Grund wird, nach dem der Druck 3,5 bar erreicht hat, ein Entlastungsventil geöffnet.

Von nun an tragen zwei Effekte zur Druckverminderung bei. Erstens der ausfließende Massenstrom $\dot{m}_1$ und zweitens die Expansion des Volumens $V_1(t)$, wobei das Gas durch das Entlastungsventil für eine bestimmte Zeit t_3 bei kritischem Druckverhältnis ausströmt.

Diese Zeit t_3 läßt sich für die nun gültigen Zustände genau wie t_1 bestimmen. Man erhält wieder eine kubische Gleichung, die zu $t_3 = 95 \text{ ms}$ führt. In dieser Zeit vermindert sich die Masse des Gases in der Stabeinheit m_1 um $\dot{m}_1 t_3$, wobei sich $\dot{m}_1$ nach Gleichung (5 - 31) für die hier herrschenden Zustände zu $\dot{m}_1 = 0,092 \text{ kg/s}$ berechnet. Ermittelt man für die verbleibende Masse $m^* = m_1 - \dot{m}_1 t_3$ den Druck p^* über dem Beschleunigungskolben, wobei man für das Volumen V^* das expandierte Volumen über dem Beschleunigungskolben bis zum Eintritt in die Dämpfungszone setzt, so erkennt man, daß durch beide Effekte der Druck von 3,5 bar auf $p^* = 1,03 \text{ bar}$ bei Eintritt in die Dämpfungszone sinkt.

Es reicht also schon die kurze Zeit, in der kritische Zustände herrschen aus, um den Druck genügend zu reduzieren.

Aus dem theoretischen Fallweg-Zeit Diagramm Abbildung (37) läßt sich, unter Berücksichtigung der Verzögerungszeiten und unter der Bedingung, daß man für 80 % des gesamten zurückgelegten Weges nicht mehr als 500 ms benötigen darf, die Zeit ablesen, in der der Stab bei unterkritischem Druckverhältnis fällt.

Die rechnerischen Ergebnisse sind in Tabelle (8) zusammengefaßt.

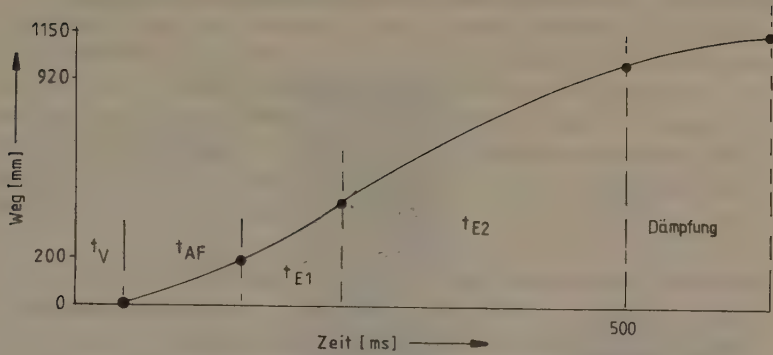


Abb. 33 : Theoretisches Weg-Zeit-Diagramm

V_o = Volumen des Druckspeichers		$10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
V_1 = Leervolumen in der Stabeinheit		$4,24 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
V_{RL} = Volumen der Rohrleitung		$0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
Δp_{RL} = Rohrleitung	Druckverluste	4,43 bar
Δp_V = Ventil		0,49 bar
$\Delta p_{E,A}$ = Ein- und Austritt		0,41 bar
p_o = Ruhedruck des Druckspeichers		10 bar
t_{E1} = Entlastungszeit (bei kritischem Druckverhältnis)		95 ms
t_{E2} = Entlastungszeit (bei unterkritischem Druckverh.)		290 ms
t_{AF} = Auffüllzeit		115 ms
t_{AB} = Abschaltzeit (80 % der Fallstrecke)		500 ms
t_V = Verzögerungszeit		50 ms

Tab. 8 : Druck- und Zeitdaten des Beschleunigungssystems

Unter Berücksichtigung der gestellten Anforderungen und der durchgeführten Berechnungen und Versuche, ergab sich die in Abbildung (34) dargestellte Scrameinheit.

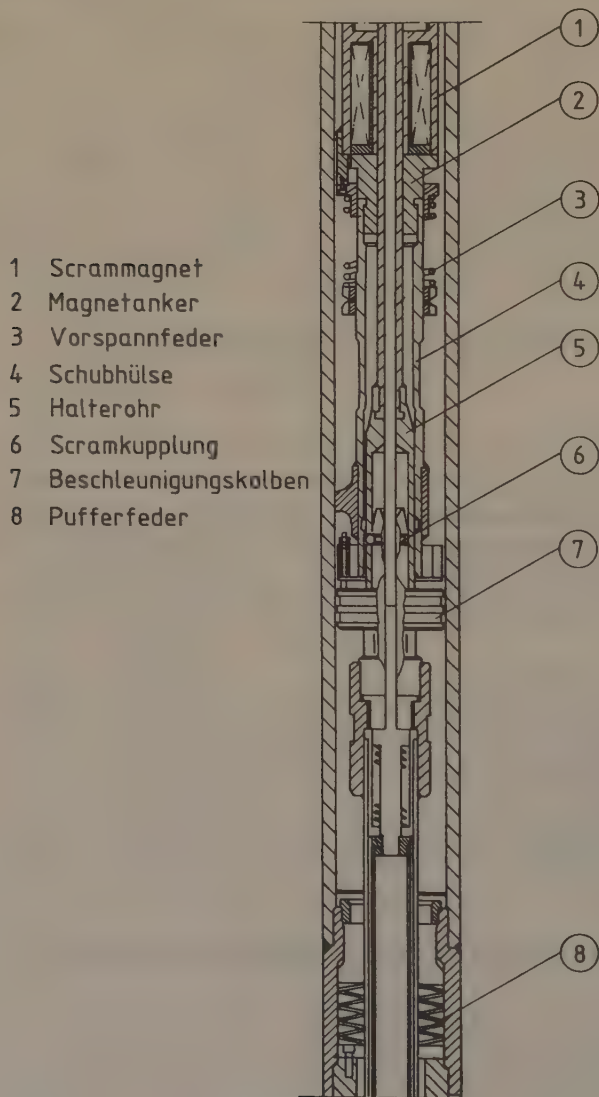


Abb. 34 : Scrameinheit

5.3.5 Bremssystem

Da der Antrieb die Antriebsstange nur durch Reibung festhält, d.h. es besteht kein Formschluß zwischen der oberen Stabeinheit und dem Antrieb, würde diese im Falle eines Funktionsversagens der Spulen nach einer Scramabschaltung ungehindert in den Kern einfallen und auf die untere Stabeinheit aufprallen. Da dies zu Beschädigungen an Beschleunigungskolben, Verbindungsmuffe etc. führen könnte, wird ein System benötigt, das ein Einfallen des oberen Stabteils mit der Antriebsstange verhindert.

Bei der hier gewählten Stabkonstruktion hätte man theoretisch drei räumliche Anordnungsmöglichkeiten:

- 1) Anordnung eines Bremssystems unterhalb der unteren Antriebsstangenhülse.
- 2) Anordnung eines Bremssystems innerhalb der Antriebsstange.
- 3) Anordnung einer Bremsvorrichtung über der oberen Antriebsstangenhülse

Zu Punkt eins ist zu bemerken, daß der in diesem Bereich zur Verfügung stehende Raum schon sehr durch Einbauten wie Schubhülse, Reedkontakt, Scrammagnet, Kupplung und andere belastet ist. Es gibt dort kaum eine Möglichkeit, eine Bremsvorrichtung unterzubringen.

Innerhalb der Antriebsstange stünde ein minimaler Raum zur Verfügung, allerdings ist auch dieser schon sehr durch die Teleskoprohre in Anspruch genommen. Außerdem könnte hier eine Bremsung nur über die Antriebsstangen erfolgen und nicht direkt gegen die Außenwand. Eine Zuleitung zum Bremssystem würde den vorhandenen Raum noch weiter einengen.

Somit ist die beste Lösung eine Anordnung über der oberen Antriebsstangenhülse. Dort befindet sich ausreichend Platz. Eine Bremsung kann direkt gegen das Außenrohr erfolgen. Die hier geführten Druckleitungen werden nicht behindert. Bei der Auswahl der Bremsart wurde zwischen Kraftschluß und Formschluß gewählt. Beide müssen gegenüber dem Außenrohr erfolgen. Man entschied sich für den Kraftschluß, da ein Formschluß eine aufwendige Mechanik bedingt. Eine zusätzliche Innenbearbeitung des Außenrohres über die gesamte Länge wäre erforderlich, weil der Stab ja aus jeder Lage abgefangen werden muß.

Da man durch Druck relativ leicht hohe Kräfte erzeugen kann und der Stab sowieso an eine Druckgasversorgung angeschlossen ist, wird hier ein druckbeaufschlagtes Bremssystem konzipiert.

Dabei ist die obere Antriebsstangenhülse so geformt, daß in ihr zwei Druckkolben untergebracht sind. Die Ringnuthülse ermöglicht es, durch nur eine Anschluß-

leitung beide Druckkolben mit Druckgas zu versorgen. Die Steuerung der Druckbeaufschlagung erfolgt über einen Reedkontakt, der über dem Beschleunigungskolben angebracht ist und eine Betätigung der Bremse nur in bestimmten Fällen auslöst.

Wann das Bremssystem betätigt wird, ist aus Abbildung (25) zu ersehen. Im Falle einer nötigen Bremsung des oberen Stabteils wird ein Ventil infolge des Stromausfalls elektrisch geöffnet, das im Normalzustand geschlossen gehalten wird. Die Druckzufuhr zu den Bremskolben wird dadurch freigegeben. Die Kolben werden gegen das Außenrohr gepreßt und der Abschaltstab wird in seiner Lage festgehalten.

5.4 Dämpfungseinheit

Es handelt sich hier um eine Vorrichtung zur Verminderung der Geschwindigkeit, mit der die Abschaltstäbe unten aufschlagen.

5.4.1 Aufbau und Funktion

Die bekannten Steuer- und Abschaltantriebe haben Bremsvorrichtungen an der oberen Verlängerung des Regelstabantriebsgehäuses (SNR-300), um den Fall der Abschaltstäbe nach einer Reaktorabschaltung zu bremsen. Solche Bremsvorrichtungen sind oberhalb des Kerns angeordnet, wo der Steuerstabantrieb ebenfalls befestigt ist, und gewährleisten eine einwandfreie Dämpfung unter Voraussetzung, daß das Steuerstabgehäuse mit Flüssigkeit gefüllt ist. Sollte das Steuerstabgehäuse einen niedrigen Flüssigkeitsstand haben, erfolgt eine trockene Notabschaltung und das Fallen des Abschaltstabes wird nicht einwandfrei gebremst, wodurch der mit der Leitspindel verbundene Abschaltstab zu schnell fällt und sowohl den Antrieb als auch den Kern beschädigt.

Die bekannten Dämpfvorrichtungen weisen eine aus gestapelten Tellerfedern aufgebaute Pufferfeder am Ende der Dämpfvorrichtung auf, um Stöße aufzunehmen, die durch die Notabschaltung, einschließlich der trockenen Notabschaltung verursacht werden. Solche Federn sind jedoch kostenaufwendig und neigen dazu, ihre Wirksamkeit im Laufe der Zeit zu verlieren.

Der hier konzipierten Konstruktion liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung zum Dämpfen des Abschaltstabfalles zu schaffen, bei der die Dämpfvorrichtung so angeordnet ist, daß sie immer innerhalb des mit Kühlmittel gefüllten Kerns liegt. Somit wird die Wahrscheinlichkeit einer trockenen Notabschaltung auf ein Geringstmaß herabgesetzt, und es ist nicht erforderlich, aufwendige Pufferfedern vorzusehen.

Das Prinzip der Dämpfung des Abschaltstabes im unteren Teil der Führungsrohre, die im Brennelement integriert sind, beruht auf dem Zusammenwirken von Dämpfungskolben und Zylinder. Die Dämpfung des Abschaltstabes, bei der Schnellabschaltung, wird durch die Verdrängung des Kühlmittels im Führungsrohr erreicht. Die Führungsrohre sind mit Einziehungen versehen. Der Vorteil von Einziehungen liegt darin, das Spiel zwischen Absorberstab und Stoßdämpfer-einziehungen zu stufen und damit die Stoßdämpfungswirkung besser anpassen

zu können.

Da die Länge des Führungsrohres und das Spiel zwischen Absorberstab und Führungsrohr konstruktiv begrenzt ist, kann der Abschaltstab allein durch die Verdrängung des Kühlmittels nicht zur Nullgeschwindigkeit gebracht werden. Die Restenergie wird über eine Pufferfeder aufgenommen, die sich außerhalb des Kerns im Führungsgestänge befindet.

Die Anforderungen an den Stoßdämpfer ergeben sich:

- a. vom Gewicht des Steuerelementes und der Antriebsstange her, die bei einer Schnellabschaltung mit einfällt.
- b. von der maximalen Fallgeschwindigkeit des Steuerelementes her, die bei Betriebstemperatur (kleinste Dichte und Zähigkeit des Kühlmittels) und Nulldurchsatz auftritt.
- c. von der Energie her, die die Pufferfeder aufnehmen kann.

Die Einflußgrößen bei der Dimensionierung der Dämpfungseinheit sind:

- das Spiel zwischen Einziehung und Absorberstab
- der Druckabbau zwischen den einzelnen Kammern
- die Eintauchtiefe des Steuerstabes in die Dämpfungseinheit

Den größten Einfluß besitzt das Spiel zwischen Einziehung und Absorberstab.

Da die Summe der Fertigungstoleranzen von Einziehung und Absorberstabdurchmesser bei ca. 30 % des Spiels liegt und damit großen Einfluß auf die Funktion der Dämpfungseinheit hat, wird sowohl eine rechnerische als auch eine versuchsmäßige Optimierung des Stoßdämpfers durchgeführt.

5.4.2 Optimierung der Dämpfung

Bei der Optimierung der Dämpfungseinheit benutzt man das Prinzip der Labyrinthdichtung. Durch die Einschnürung des Führungsrohres werden für die austretende Strömung Drosselstellen erzeugt, es erfolgt eine Kontraktion der Stromlinien und eine Umsetzung der Druckdifferenzen in Geschwindigkeiten. Hinter der Drosselstelle gelangt die Strömung in eine Kammer, hier divergiert die Strömung und verwirbelt. Durch die Reibung und Stöße der Wirbel an den Kammerwänden wird die Geschwindigkeitsenergie in Wärme umgewandelt und der Fall des Stabes gehemmt.

Ziel der Optimierung ist es, eine konstante Verzögerung über einen längeren Weg in der Dämpfungszone zu erreichen und dadurch den Stab so gut wie möglich abzubremesen.

Bei dem in Abbildung (35) schematisch dargestellten Dämpfungssystem, das im Brennelement integriert ist, handelt es sich um ein Zusammenwirken von Dämpfungskolben und Zylinder.

Zur Berechnung des Dämpfungsverlaufs werden Gleichungen aus der Hydraulik bzw. Strömungsmechanik angewendet und für den speziellen Fall hergeleitet.

Als Kontrollraum wird hier das Führungsrohr bis zu seiner Oberkante gewählt. Da hier die Dämpfungseinheit aus mehreren Einschnürungen besteht, wird auch der Kontrollraum nochmals in relevante Räume unterteilt.

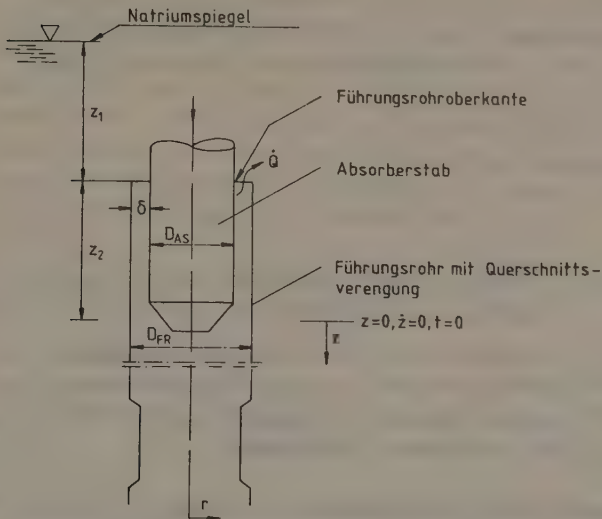


Abb. 35 : Schematische Darstellung des integrierten Dämpfungssystems

Ausgangsgleichung zur Berechnung des Dämpfungsverlaufs ist

$$m \ddot{z} = F_G + F_M - F_A - F_R - F_P \quad (5 - 42)$$

Hierin bedeuten:

- m = Masse des Absorbers und der anteiligen Gestängemasse
- $\ddot{z}$ = Beschleunigung des Stabes
- F_G = Schwerkraft
- F_M = Mechanische Kraft, die dem fallenden Stab zugeführt wird
- F_A = Auftriebskraft
- F_R = Reibungskraft
- F_P = Verschiebekraft

Die Auftriebskraft F_A setzt sich zusammen aus dem statischen und dynamischen Anteil. Der statische Auftrieb erfährt den ständig eingetauchten Stabteil und der dynamische Anteil den veränderlichen Auftrieb während des Eintauchvorgangs.

Insgesamt ergibt sich der Auftrieb zu

$$F_A = \rho g (V_{st} + V_{dyn}(z)) \quad (5 - 43)$$

wobei sich V_{st} , d.h. der statische Anteil aus dem Volumen des Absorbers V_{Ab} , dem anteiligen Volumen des Gestänges V_G und dem Kupplungsvolumen V_K zusammensetzt und $V_{dyn}(z)$ der dynamische Volumenanteil aus dem Gestängequerschnitt A_{ges} und der Laufvariablen z zusammensetzt.

Die Verschiebekraft F_P , die dem eintauchenden Stab entgegen wirkt, berücksichtigt die Druckkraft, die durch die Stabbewegung entsteht. Sie setzt sich zusammen aus der wirksamen Stabfläche A_{AS} und dem dynamischen Druck P_{dyn} .

$$F_P = A_{AS} \cdot P_{dyn} \quad (5 - 44)$$

Die mechanische Kraft F_M wird dem System über den Beschleunigungskolben zugeführt, dessen Fläche A_K mit dem Druck p_B beaufschlagt wird.

$$F_M = A_K \cdot p_B(z) \quad (5 - 45)$$

Die Schwerkraft F_G auf den Absorberstab berechnet sich zu

$$F_G = m g \quad (5 - 46)$$

wobei sich m aus der Masse des Absorbers und der anteiligen Gestängemasse zusammensetzt.

Bei der Berechnung der Reibungskraft F_R geht man von einer Ringströmung aus, in der ein treibendes Druckgefälle von unten nach oben vorhanden ist. Der Kontrollraum wird hierbei in zwei Zonen unterteilt, in der oberen Zone haben wir eine laminare Strömung zwischen Absorberstab und dem glatten Führungsrohr. In der unteren Zone jedoch befinden sich die Einschnürungen, in denen in Folge des kammerförmigen Aufbaus die Strömung turbulent wird. Da sich der Absorberstab in das Führungsrohr hineinbewegt, erzeugt er eine Couette-Strömung, die der Durchflußströmung entgegenwirkt.

Vereinfachend wird hier die Strömung in der oberen Zone durch die eindimensionale stationäre Navier-Stoke'sche Gleichung beschrieben.

$$\frac{dp}{dz} = \eta \Delta u = \eta \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \quad (5 - 47)$$

Da sich der Stab von oben nach unten bewegt und die Strömung von unten nach oben, erhält man die Randbedingungen

$$\begin{aligned} 1. \quad u \Big|_{r = D_{AS} / 2} &= z & \text{und} \\ 2. \quad u \Big|_{r = D_{FR} / 2} &= 0 \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung der Randbedingungen und zweimaligem Integrieren, ergibt sich der Geschwindigkeitsverlauf der Strömung zu

$$\begin{aligned}
 u(r) = & \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \frac{r^2}{4} - \frac{\dot{z} \ln r}{\ln D_{FR} / D_{AS}} - \frac{\ln r}{\ln D_{FR} / D_{AS}} \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \frac{D_{FR}^2 - D_{AS}^2}{16} \\
 & + \dot{z} \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \frac{D_{AS}^2}{16} + \ln \frac{D_{AS}}{2} \frac{\dot{z}}{\ln D_{FR} / D_{AS}} \\
 & + \frac{\ln D_{AS} / 2}{\ln D_{FR} / D_{AS}} \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dz} \frac{D_{FR}^2 - D_{AS}^2}{16} \quad (5 - 48)
 \end{aligned}$$

Hierin bedeuten:

- D_{FR} = Führungsrohrdurchmesser
- D_{AS} = Absorberstabdurchmesser
- η = Kinematische Zähigkeit des Fluids
- $\dot{z}$ = Abschaltstabgeschwindigkeit
- dp/dz = Druckgradient in Längsrichtung

Aus der oberen Gleichung folgt:

$$\frac{du}{dr} = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dz} r - \frac{1}{\ln D_{FR} / D_{AS}} \frac{\dot{z}}{r} - \frac{D_{FR}^2 - D_{AS}^2}{\ln D_{FR} / D_{AS}} \frac{1}{16\eta} \frac{dp}{dz} \frac{1}{r} \quad (5 - 49)$$

Die Reibungskraft errechnet sich über der Dämpfungszone aus dem Newton'schen Schubspannungsansatz

$$T = - \eta \frac{du}{dr} \quad (5 - 50)$$

und der reibenden Fläche

$$A_R = \pi D_{AS} dz \quad \text{zu}$$

$$F_{R_o} = - \eta \frac{du}{dr} \pi D_{AS} dz \quad (5 - 51)$$

$$\text{mit } r = D_{AS} / 2$$

folgt:

$$F_{R_o} = \frac{2 \eta \pi dz}{\ln D_{FR} / D_{AS}} \dot{z} + \frac{\eta}{8} \frac{D_{FR}^2 - D_{AS}^2}{\ln D_{FR} / D_{AS}} dp - \frac{\eta D_{AS}^2}{4} dp \quad (5 - 52)$$

Tritt der Stab in die Dämpfungszone ein, so kann hier nicht mehr das Newton'sche Schubspannungsgesetz angesetzt werden, da die Dämpfungszone wie ein Labyrinthspalt aufgebaut ist, man muß also die Strömung hier als turbulent betrachten. Die Reibkraft in dem Spalt, in den der Absorberstab eintaucht, berechnet sich aus

$$F_{R_i} = T_{w_i} A_{AS} \quad (5 - 53)$$

A_{AS} ist hier die für die Reibung wirksame Absorberstabfläche und T_{w_i} die Schubspannung.

Da in dem hier betrachteten Fall Re-Zahlen unter 10^5 auftreten, kann man annehmen, daß das Blasius'sche Gesetz hier noch gültig ist.

Somit kann man für die Schubspannung T_{w_i} folgende Beziehung setzen:

$$T_{w_i} = 0,03955 \rho \cdot w_i^{7/4} \cdot \nu^{1/4} \cdot d_i^{-1/4} \quad (5 - 54)$$

wobei d_i der hydraulische Durchmesser ist.

Die mittlere Geschwindigkeit w_i wird aus dem Kontinuitätssatz bestimmt

$$A_{AS} \cdot \dot{z} = \varphi A_{Sp} \cdot w_i$$

wobei A_{Sp} die Spaltquerschnittsfläche und $\dot{z}$ der Stabgeschwindigkeit sind
 φ ist als Kontraktionszahl definiert, die die Einschnürung der Strömung berücksichtigt.

Sie berechnet sich beim Spalt zu

$$\varphi_i = \frac{1 - \sqrt{1 - A_i / A^*}}{A_i / A^*} \quad (5 - 56)$$

wobei A^* die Querschnittsfläche vor der Einschnürung ist.

Somit erhält man für die Reibkraft im i-ten Spalt

$$F_{R_i} = A_i \cdot 0,03955 \cdot \rho \cdot w_i^{7/4} \cdot v^{1/4} \cdot d_i^{-1/4} \quad (5 - 57)$$

Die Reibkraft F_{R_i} addiert sich in Abhängigkeit von der Eintauchtiefe zur Reibkraft F_{R_0} im oberen Bereich.

Nach Einsetzen der Gleichungen (5 - 43) - (5 - 57) in die Ausgangsgleichung (5 - 42), ergibt sich eine nichtlineare inhomogene Differentialgleichung zweiter Ordnung der Form

$$A \ddot{z} + B \dot{z}^2 + C \dot{z} z + D \dot{z} + E z = F \quad (5 - 52)$$

wobei A, B, C, D, E und F bekannte Konstanten sind.

Diese Gleichung läßt sich explizit nicht lösen.

Zur Berechnung der Beschleunigung, der Geschwindigkeit und des Weges muß die Gleichung numerisch integriert werden. Dazu wird Δt als Increment der Zeitvariablen festgelegt, so daß der Zeitabschnitt $t = n \Delta t$ durch n Punkte dargestellt wird, wobei $n = 0, 1, 2, \dots$ sein sollte.

In der Gleichung wird die unbekannte Größe für den kommenden Zeitpunkt $t = (n + 1) \Delta t$ allein durch die bekannten Größen des vorangegangenen Zeitpunktes $t = n \Delta t$ ermittelt, somit sind nur lineare Gleichungen zu lösen.

Die Bewegung des Absorberstabes beginnt zur Zeit $t = 0$. Weitergeführt wird die Darstellung für aufeinanderfolgende kleine Abschnitte. Im ersten Intervall sind Druck- und Reibungsverluste etwa gleich Null. Der gesamte Überdruck wird zur Beschleunigung der Absorberstabmasse nutzbar. Gerechnet wird nur in aufeinanderfolgenden, kleinen Zeitabschnitten Δt .

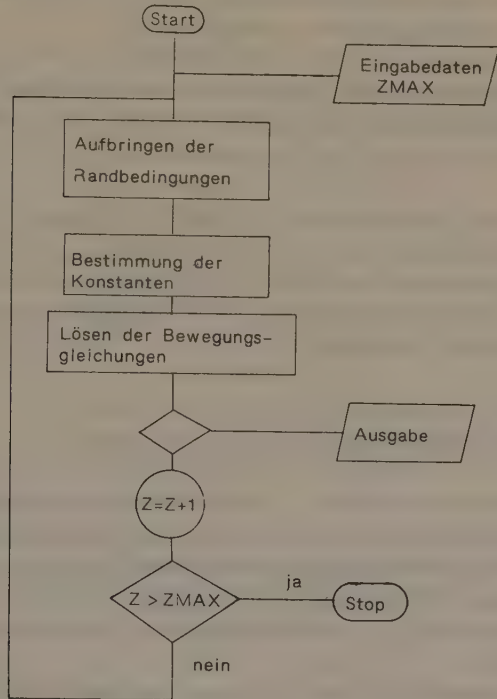


Abb. 36 : Strukturdiagramm des Programms DAEMPF

Bei Kenntnis der im ersten Abschnitt erteilten Beschleunigung $\ddot{z}$ läßt sich die am Ende des ersten Abschnittes erreichte Geschwindigkeit

$$\dot{z}(n+1) = \dot{z}(n) + \Delta t \cdot \ddot{z}(n+1)$$

und der vom Absorberstab zurückgelegte Weg

$$z^{(n+1)} = z^n + \Delta t \cdot \dot{z}^{(n+1)}$$

errechnen.

Mit dem errechneten Weg kann nun die Größe des Volumens berechnet werden, das in diesem Zeitintervall in das Führungsrohr eindringt.

Unter Anwendung der Kontinuitätsgleichung

$$\dot{m} = \text{konst}$$

läßt sich nun errechnen, welcher Druck notwendig ist, um dieses Volumen an Flüssigkeit aus dem Führungsrohr durch den Ringspalt, gebildet aus Führungsrohr und Absorberstab, nach oben auszudrücken.

Mit dieser Druckdifferenz Δp wird nun die Reibungskraft errechnet, die der Bewegungsrichtung des Kolbens entgegenwirkt.

Damit sind nun alle angreifenden Kräfte bestimmt, und im zweiten Intervall kann nun die neue Beschleunigung errechnet werden, daraus dann die Geschwindigkeit und der Weg.

Parameterstudien mit Hilfe des Rechenprogramms:

Mit dem Rechenprogramm ist eine Parameterstudie durchgeführt worden, hinsichtlich der optimalen Geometrie des Führungsrohres. Die Rechnungen sind mit Wasser als Medium durchgeführt worden, um Rückschlüsse auf ein Modell im Labormaßstab mit Wasser zu ermöglichen.

Die Rechnungen mit Natrium-Stoffwerten zeigen qualitativ das gleiche Verhalten.

Die Anforderungen an den Dämpfungs- bzw. Weg-Zeit-Verlauf sind folgendermaßen gestellt.

Die gesamte zur Verfügung stehende Fallstrecke beträgt 1150 mm. Nach ca. 200 mm Fallhöhe (Anfahrstrecke) wird der Beschleunigungsdruck weggenommen. Nach ca. 80 % des Fallweges sollte die Dämpfung beginnen. Bis dahin muß der Beschleunigungsdruck schon entlastet sein, so daß die Absorberstäbe ohne zusätzliche Beschleunigung in die Dämpfungszone eintreten.

Es wird angestrebt, daß der Absorberstab nach ca. 500 ms 80 % der Fallstrecke zurückgelegt hat.

Die Dämpfung sollte jedoch so stark sein, daß der Abschaltstab nur noch eine geringe Endgeschwindigkeit aufweist, damit die Restenergie durch eine kleine Pufferfeder kompensiert werden kann.

Es wird hier ein Dämpfungsverlauf angestrebt, der nur zu relativ geringen Dämpfungswerten und damit Druckwerten führt, die aber über einen längeren Zeitraum konstant sein sollte.

Da ein Aufführen aller Rechnungen und durchgeführten Versuche die Übersichtlichkeit gefährden würde, umfaßt die Zusammenstellung nur die Rechnungen und Versuche (Abbildung 45 - 48), die für den vorliegenden Fall relevant sind.

5.5 Stellungsanzeigeeinheit

Es ist eine Einrichtung erforderlich, welche die augenblickliche Stabstellungshöhe jederzeit erkennen läßt.

Diese Aufgabe wird durch die Stellungsanzeigeeinheit zuverlässig erfüllt.

Dies sollte durch mehrere Geber für

- eine kontinuierliche Anzeige
- die Meldung der Endposition
- die Kopplung des Absorberstabes mit dem Antrieb

angezeigt werden, so daß ständig Rückschlüsse auf die Stabstellung gezogen werden können.

Auf jeden Fall sollte die Stabbewegung in der untersten und obersten Stellung automatisch abgeschaltet werden können.

Besonderer Wert ist auf die Information zu legen, ob der Stab mit seinem Antrieb verbunden ist, und ob er sich in seiner Ruhestellung im Inneren des Kerns befindet.

Bisher wurden bei fast jedem Reaktortyp antriebspezifische Stabstellungsanzeigen entwickelt, die im wesentlichen auf bekannten Meßmethoden basieren, wie zum Beispiel Messen der Drehzahl oder Zählen der Schrittzahl usw.

Aus Gründen der Redundanz wurden immer zwei Meßverfahren gleichzeitig verwendet. Es werden meistens eine digitale und eine analoge Anzeige gewählt.

Es sollen hier nur einige Konzepte vorgestellt und kein neuer Positionsanzeiger entwickelt werden, da diese Geräte schon sehr ausgereift und leicht auf den hier konstruierten Steuer- und Abschaltstab übertragbar sind.

5.5.1 Analoge Stellungenanzeige

Die analogen Stabstellungsanzeigen arbeiten auf elektromagnetischer Grundlage. Im Prinzip bestehen sie aus einer Spule, die über den nicht magnetischen Teil des Druckrohres paßt. Die magnetische Antriebsstange ist so lang, daß ein Stück immer innerhalb der Spule ist. Sie vergrößert die Induktivität, wenn sie herein bewegt wird.

Durch Messung der Induktivität wird die Stabposition bestimmt.

5.5.2 Mehrspulen-Positionsanzeige

Um eine lineare Positionsanzeige zu erhalten, hat jeder Widerstand der Brücke den gleichen Widerstand wie die Induktionsspule. Zur Eichung des Systems ist eine kürzere Standardspule hinzugefügt. Diese Spule ist so angeordnet, daß der Antriebsstab immer durch sie hindurchgeht. Auf diese Weise werden die magnetischen Eigenschaften der Spule nicht durch die Bewegung des Stabes beeinflusst.

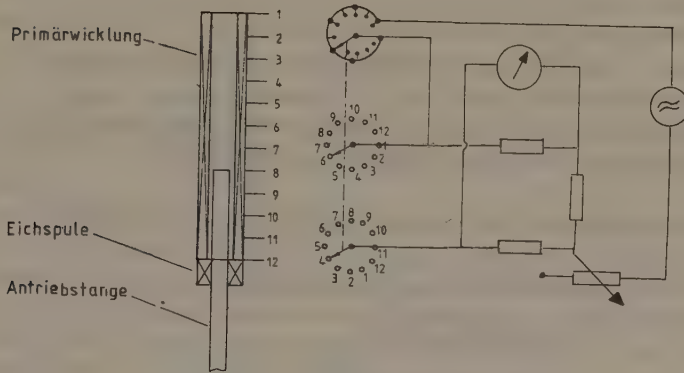


Abb. 37 : Arbeitsweise eines Mehrspulenpositionsanzeigers

Das System kann mit eingeführtem Stab in jeder Stellung geeicht werden.

Um die Temperaturänderungen zu erfassen, ist ein Vielspulensystem, das sich aus mehreren Spulen zusammensetzt angewandt worden, wie es in Abbildung (37) dargestellt ist.

Die Temperaturänderung wird somit kompensiert, weil in einem jeweils kürzeren Teil des Anzeigesystems die Spuleninduktion geändert wird.

Da das Stabende sich von einem Spulensatz zum anderen bewegt, werden die unwirksamen Spulen vom Stromkreis abgeschaltet und die wirksamen eingeschaltet. Diese Messung ermöglicht eine genaue Angabe.

Um eine höhere Linearität zu erreichen, können zwei aneinanderliegende Spulen zu einer zusammenschaltet werden. Man erreicht dadurch Genauigkeiten von 1 %. Wird die Anzahl der Spulen erhöht, steigt die Genauigkeit noch an.

5.5.3 Differentialdetektor-Positionsanzeige

Ein weiteres System ist der Differentialdetektor. Er basiert auf dem gleichen Prinzip wie alle elektromagnetischen Positionsanzeiger. Allerdings überträgt er die Information in numerischer Form. Er arbeitet zuverlässig und genau. Die Originalität des Meßsystems liegt in der direkten Anzeige eines Signals in numerischer Form durch den Sensor selbst.

Diese Anordnung erhält man leicht durch eine spezielle Anordnung und Verbindung der Sensorspulen. Diese Lösung wählt in der Konstruktion die Aufteilung des Spulensystems und damit praktisch die gewünschte Genauigkeit. Es hält die Störeinflüsse niedrig und weist dadurch eine gute Linearität auf.

Das Arbeitsprinzip basiert auf dem Gebrauch einer Serie von Differentialdetektoren, die untereinander kombiniert sind.

Abbildung (38) zeigt die Arbeitsweise eines Differentialdetektors.

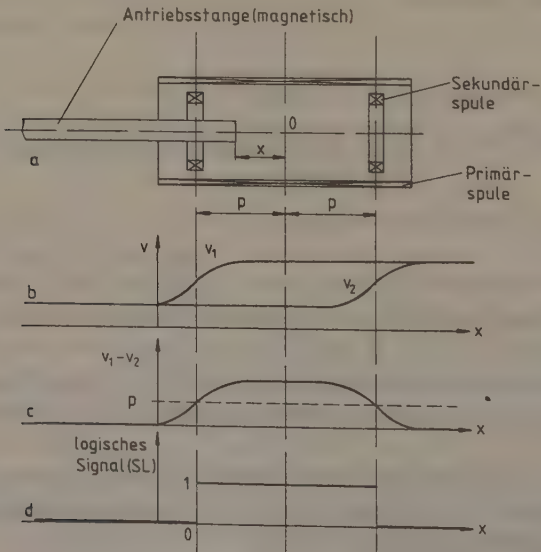


Abb. 38 : Arbeitsweise eines Differentialdetektors

Gespeist von einer Wechselspannung, erzeugt die Primärspule ein homogenes Magnetfeld, in dem zwei Sekundärspulen angeordnet sind (S_1 und S_2). Sie stehen senkrecht zur Feldachse und befinden sich in gleichem Abstand " P " vom Mittelpunkt " O " des Sensors. Wird ein magnetischer Kern längs der Achse bewegt, so induziert er in S_1 und S_2 die Spannungen U_1 und U_2 als eine Funktion von " x ", wie in Abbildung (38) gezeigt.

Die Spulen S_1 und S_2 sind entgegengesetzt geschaltet, die Amplitude des Signals $U_1 - U_2$ ist Null, falls der Betrag von " x " sehr viel größer als " P " ist. Es erreicht ein Maximum, wenn " x " nahe Null ist und hat einen Mittelwert, wenn $x = P$ bzw. $-P$ ist.

Diese Spannung $U_1 - U_2$ kann von einem Gerät bearbeitet werden, dessen Schwelle auf den Mittelwert $(U_1 - U_2)_P$ eingestellt ist.

Auf diese Weise ist ein logisches Signal " SL " entstanden, mit $SL = 0$ falls x größer $-P$ oder x größer P und $SL = 1$ falls $-P$ kleiner x kleiner P .

Die Primärspule ist so lang, daß überall dort, wo sich das Ende des Stabes bewegt, ein homogenes Feld existiert.

Entlang des Kerns sind n Sekundärspulen $S_1 \dots S_2$ im gleichen Abstand P angeordnet. Diese Spulen sind paarweise so verbunden, daß sie Differentialdetektoren bilden. Diese sind in verschiedene Gruppen unterteilt, herrührend von der Serienschaltung verschiedener Detektoren.

Jeder Detektor kompensiert ein bißchen den Fehler der anderen Spulen.

Die Stabstellung wird sozusagen eingekreist.

Abbildung (39) zeigt die Unterteilung in Gruppen und das Signalergebnis eines Sensors mit 31 Spulen.

Gruppe A liefert die kleinste Signalaufteilung. In ihr sind die Detektoren $S_1 - S_3, S_5 - S_7, S_9 - S_{11}, \dots, S_{29} - S_{31}$ enthalten.

Gruppe B enthält $S_2 - S_6, S_{10} - S_{14}, S_{18} - S_{22}$ und $S_{26} - S_{30}$.

Gruppe C enthält $S_4 - S_{12}, S_{20} - S_{28}$.

Gruppe D enthält $S_8 - S_{24}$ und

Gruppe E wird nur durch S_{16} gebildet.

Die analoge Stabstellungsanzeige ist wohl sehr zuverlässig, aber mit zu großen Anzeigetoleranzen ($\pm 10\%$) behaftet. Um Zuverlässigkeit und Genauigkeit der beiden Meßprinzipien zu koppeln, wird das Ergebnis der digitalen und analogen Stabstellungsmessung über einen Vergleich auf Koinzidenz ($\pm n$ Schritte) überwacht.

5.5.4 Digitale Stabstellungsanzeige

Die digitale Stabstellungsanzeige erfolgt durch Anzeigebausteine. In der untersten Stellung erscheint dort die Stellungszahl X ($1150 / 4 \stackrel{!}{=} 288$) entsprechend der Gesamtschrittzahl, in der obersten Stellung wird dort ' 0 ' angezeigt.

Die Verstellung der Anzeige erfolgt durch Impulse. Entsprechend dem Hubspulenbefehl wird addiert bzw. subtrahiert. Nach einem Stabeinwurf erfolgt automatisch das Setzen auf die unterste Endstellung.

Diese Art der Anzeige ist einfach und genau, aber abhängig von der lückenlosen Erfassung aller ausgeführten Schritte.

Eine unmittelbare Bindung des Zählwerkes mit der Stabstellung besteht nicht.

5.5.5 Endstellungserfassung

Zusätzlich zu der analogen Anzeige-Sekundärspule sind zwei weitere (kurze) Sekundärspulen in der oberen und unteren Endstellung installiert, um die Endstellung exakter erfassen zu können. Die Auswertung der in den Endstellungsspulen induzierten Spannung wird in einer Elektronik-Baugruppe durchgeführt.

Im ungestörten Betriebszustand werden UND-Verknüpfungen zwischen den analogen Endstellungssignalen und den digitalen Stellungssignalen benutzt.

Eine geordnete elektrische Leitungsführung des Antriebs und der Stabstellungsanzeige ist in Abbildung (40) gezeigt.

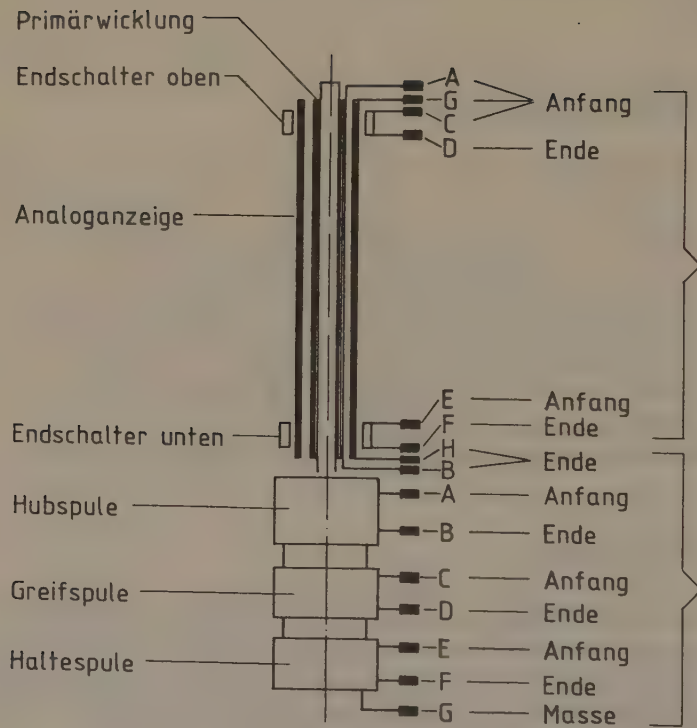


Abb. 40 : Elektrische Leitungsführung des Antriebs und des Stabstellungsanzeigers

6. Fallversuchsaufbau

Zur experimentellen Untersuchung des Dämpfungsverhaltens bei der Schnellabschaltung ist ein Versuchsstand aufgebaut worden, bestehend aus Absorberstab, Führungsrohr, Führungsstab und pneumatischer Beschleunigungsvorrichtung.

Abbildung 41 zeigt schematisch die Versuchsanordnung. Das Dämpfungssystem beinhaltet im wesentlichen das Führungsrohr mit Einschnürungen und den fallenden Absorberstab.

Zur Vereinfachung des Versuchsaufbaus ist eine Anordnung mit nur einem Stab gewählt worden, wobei der Versuchsstab die Masse eines Originalstabes und dem zugehörigen Anteil von Steuerelementspinne und Antriebsstange besitzt.

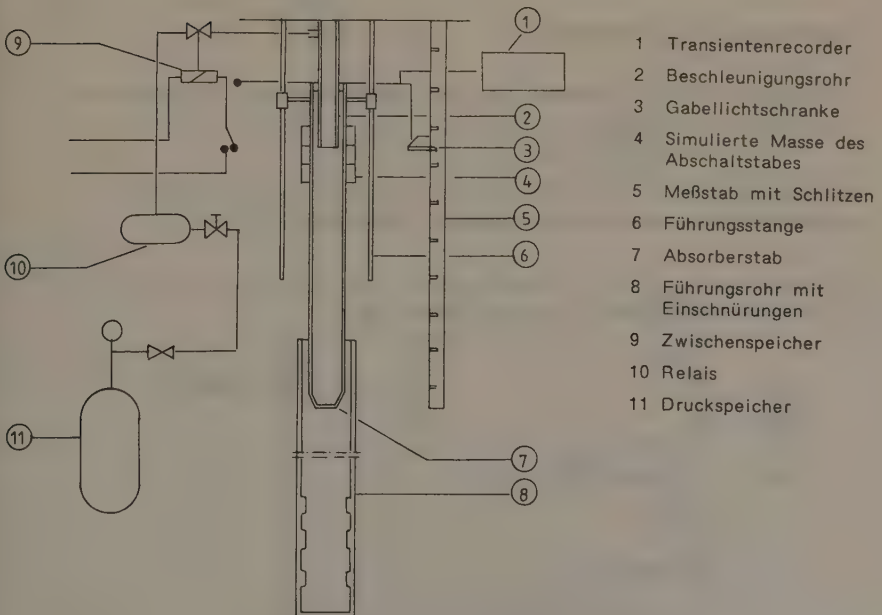


Abb. 41 : Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

Die Beschleunigungsvorrichtung setzt sich aus einem Druckspeicher, der mit Luft unter 200 bar gefüllt ist, zusammen. Der Zwischenspeicher (Kapazität 1l) ist über ein Druckminderventil mit dem Hauptspeicher verbunden. Da der Stab nicht während seines gesamten Fallweges von 1150 mm beschleunigt wird, ist eine Entlastungsvorrichtung vorgesehen.

Die Entlastung wird dadurch erreicht, daß der fallende Stab nach der beschleunigten Strecke aus dem Druckrohr austritt und dabei den Entlastungsweg freigibt. Um zu genaueren Ergebnissen und guter Reproduzierbarkeit zu gelangen, ist der fallende Stab und das Führungsrohr aus Präzisionsstahl gefertigt.

Um eine Zeitverschiebung zwischen Absorberstabbewegung und Druckaufbau im Druckrohr, was natürlich zu einem falschen Ergebnis führt, zu vermeiden, ist eine Vorrichtung vorgesehen, bei der ein Mikroschalter die volle Druckzufuhr bei gleichzeitiger Stabfreigabe zuläßt.

6.1 Messung der Fallgeschwindigkeit

Zur Messung der Fallgeschwindigkeit dient eine Gabellichtschranke. Ihre Anordnung ist aus Abbildung 42 zu ersehen.

Die Halterung enthält die Diode, die als Lumineszenzdiode und Fototransistor kombiniert aufgebaut ist. Sie sendet und empfängt Lichtstrahlen.

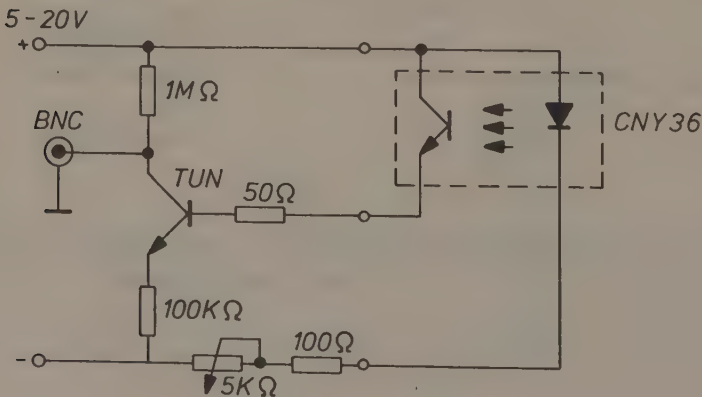


Abb. 42 : Schaltbild der Lichtschrankenordnung

Während des Fallvorgangs gleitet die Gabellichtschranke entlang eines mit Schlitzen versehenen Meßstabes und gibt Impulse ab.

Die Impulse werden mit Hilfe eines Transientenrekorders aufgenommen und für weitere Verarbeitung abgegeben.

Abbildung 43 zeigt das Blockschaltbild der Lichtschrankenordnung.

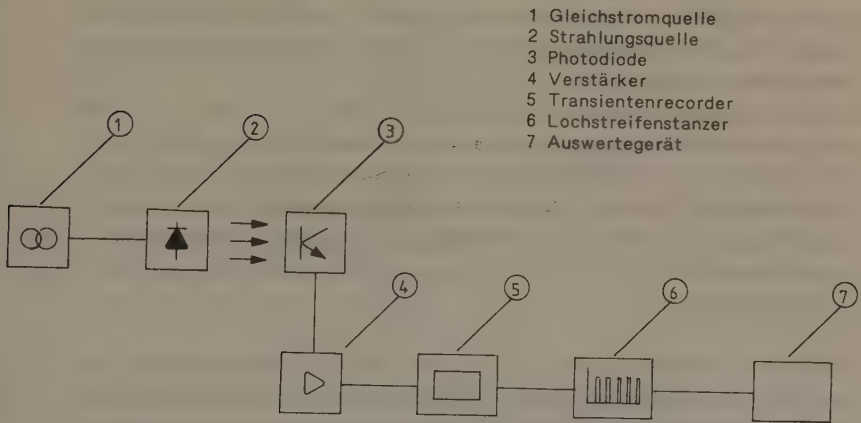


Abb. 43 : Blockschaltbild der Lichtschrankenordnung

7. Diskussion der Fallversuche

Bei der Durchführung der Fallversuche wurden durch Wechseln der Einsätze unterschiedliche Spielräume zwischen Absorberstab und Führungsrohr erzeugt. Durch Variation der Einsätze wurden die in Tabelle (9) aufgeführten Kombinationen erzeugt und das jeweilige Abschaltverhalten gemessen. Hierbei zeigte sich, daß die verwendeten Dämpfungsformen ihren Zweck voll erfüllten und die Versuchsergebnisse mit denen der Rechnung annähernd übereinstimmten.

Zu jeder Kombination wurden Versuche durchgeführt, ausgewertet und so ein statistischer Weg-Zeit-, Geschwindigkeit-Weg- und Beschleunigungs-Weg-Verlauf pro Versuchsreihe ermittelt.

Ziel der Versuche war es, zu untersuchen, ob die Fallzeit ausreicht, den Reaktor sicher abzuschalten und die Materialbelastung des Führungsrohres und des Gestänges nicht so hoch werden zu lassen, daß Bruckgefahr besteht. Hierbei zeigte sich, daß bei allen Versuchen die benötigte Abschaltzeit gegeben war. Dieses entspricht einer Eintauchtiefe von 80 % des Gesamthubs. Die Unterschiede der Fallzeit liegen somit nur in der Dämpfungszeit, die für die Abschaltsicherheit keine Bedeutung hat.

Es ist nun die Dämpfungszone so zu optimieren, daß die Verzögerungswerte und somit die an den Führungsrohren und Gestängen wirkenden Kräfte nicht zu einer kurzfristigen hohen Belastung führen, sondern einen niedrigen Wert haben und längere Zeit so weit wie möglich konstant bleiben, so daß das ausgelegte Material besser ausgenutzt wird.

Die Verläufe sind in den Abbildungen (45) bis (48) zu sehen. Es ist zu erkennen, daß alle Kurven bis nahe an die Dämpfungszone heran, annähernd gleichen Verlauf aufweisen. Dies ist dadurch zu erklären, daß die Verhältnisse im oberen Bereich für alle Versuche gleich sind und Unterschiede nur in der Dämpfungszone auftreten.

Die Kombination Nr.4 mit abnehmendem Spiel zwischen Einschnürung und Absorberstab erwies sich in den Versuchen als besonders günstig, da sie den gewünschten Dämpfungsverlauf hinsichtlich Materialbelastung am besten annähert.

Die Versuchsreihe (1) mit einem Spiel von 0,5 mm zwischen einer durchgezogenen Einschnürung und Absorberstab liefert eine geringe Fallzeit. Die Endgeschwindigkeit ist ziemlich hoch. Außerdem macht sich die Einschnürung nur am Anfang bemerkbar. Die Spitze fällt steil ab und liefert damit kein besonders gutes Dämpfungsverhalten und ist daher nicht zweckmäßig. (Abbildung 45)

Die Versuchsreihe Nr.2 mit der Spaltweite $A = 0,2$ mm, $B = 0,2$ mm und $C = 0,2$ mm liefert eine starke maximale Verzögerung. Die Folge davon ist eine geringe Endgeschwindigkeit.

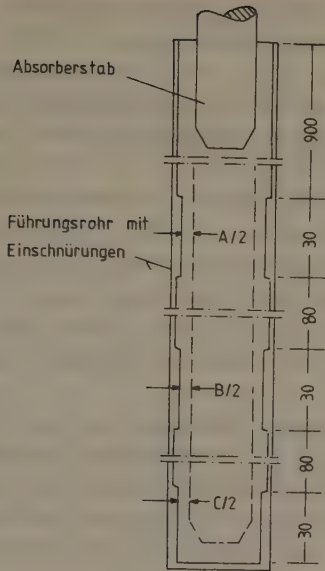


Abb. 44 : Stellung der Einschnürungen im Führungsrohr

Spiel zwischen Einsatz und Stab			Fallweg (mm)	Max. Geschwin- digkeit (m/s)	Max. Verzüge- rung (m/s ²)	Fallzeit (ms)	Endge- schwindig- keit (m/s)
A (mm)	B (mm)	C (mm)					
0,5	durchgezogen		1150	3,1	- 39,47	547	1,25
0,5	durchgezogen		1150	3,41	- 47,8	513	1,4
0,2	0,2	0,2	1150	3,1	- 55,26	681	0,8
0,2	0,2	0,2	1150	3,41	- 72,0	590	0,92
0,3	0,4	0,3	1150	3,1	- 41,7	598	0,87
0,3	0,4	0,3	1150	3,41	- 54,1	552	0,97
0,4	0,3	0,2	1150	3,1	- 29,3	603	0,9
0,4	0,3	0,2	1150	3,41	- 35,7	548	0,99

V = Versuch, R = Rechnung

Die hohe Verzögerung ist durch die schlagartige Einengung des Querschnitts zu erklären. Dies führt zu einer starken Absenkung der Geschwindigkeit im oberen Dämpfungsbereich. Der Rest der Dämpfungszone wird mit niedrigen Geschwindigkeiten zurückgelegt. Hier ist zu bemerken, daß die Druckspitze ein wenig weiter in die Dämpfungszone wandert und den Einfluß der stufenförmigen Einschnürung verdeutlicht. (Abbildung 46)

Versuch Nr. 3 mit $A = 0,3$ mm, $B = 0,4$ mm und $C = 0,3$ mm liefert gute Ergebnisse in der Endgeschwindigkeit, jedoch zu hohe Werte in der Verzögerung. Die hohe Verzögerung ist durch die obere Einschnürung bedingt. Aus dieser Kombination ergeben sich nun zwei Alternativen. Eine geringere Verzögerung kann durch eine Verjüngung des Spaltes zwischen Einschnürungen und Absorberstab erreicht werden oder durch kürzer werdende Abstände zwischen den einzelnen Einschnürungen. (Abbildung 47)

In der Versuchsreihe Nr. 4 ist die zuerst genannte Möglichkeit untersucht worden. Eine langsam kleiner werdende Spaltweite von $A = 0,4$ mm über $B = 0,3$ mm zu $C = 0,2$ mm führt zu einer gleichmäßigen Geschwindigkeitsabnahme. Die Folge ist eine etwas höhere Endgeschwindigkeit als bei Nr. (2) und (3), jedoch erhält man auch geringere Verzögerungswerte. Dieser Versuch nähert sich hinsichtlich Materialbelastung dem gewünschten Dämpfungsverlauf am besten an. (Abbildung 48) Tabelle (9) zeigt eine Zusammenstellung der Ergebnisse der Versuchsreihen.

Allgemein ist zu sagen, daß der Durchgang durch die Dämpfungszone ca. 50 % der Fallzeit in Anspruch nimmt und die Formgebung der Dämpfungszone die Fallzeit bis zu 20 % beeinflusst. Die Unterschiede zwischen Rechnung und Versuch von 10 - 20 % entstehen dadurch, daß die Rechnung mechanische Reibung und Fertigungstoleranzen nicht berücksichtigt.

Eine zu erwartende sprunghafte Änderung der Verläufe beim Eintreten in die Dämpfungszone ist durch das sich aufbauende Druckpolster bei plötzlicher Querschnittsverengung bedingt, jedoch führt es zu einem stetigeren Übergang in die Dämpfungszone durch die konusartige Zuspitzung des Stabes am unteren Ende.

In der Beschleunigungszone baut sich der Beschleunigungsdruck erst langsam zu seinem maximalen Wert auf. Die Folge davon ist eine steile Geschwindigkeitszunahme in diesem Bereich und ein Anwachsen der Beschleunigung auf ca. 2 g. Danach steigt die Geschwindigkeit langsamer bis zu ihrem maximalen Wert, während die Beschleunigung langsam gegen Null geht.

Die maximale Geschwindigkeit, die im Versuch gemessen wurde, betrug ca. 3,1 m/s; sie bleibt ca. 50 % des Weges annähernd konstant.

Die Verzögerung hat ihren maximalen Wert zu Beginn der Dämpfungszone; dieser erreicht bis zu ca. 5,7 g bei der schlechtesten Einsatzkombination.

Es wurden Versuche ohne Druckbeschleunigung durchgeführt. Hieraus ergab sich jedoch die Notwendigkeit der Anfangsbeschleunigung, da sonst die Abschaltzeiten bis zu 1,5 sec. betrugen, was den zulässigen Wert bei weitem überschreitet.

Die Abschaltsicherheit wäre hier nicht gewährleistet.

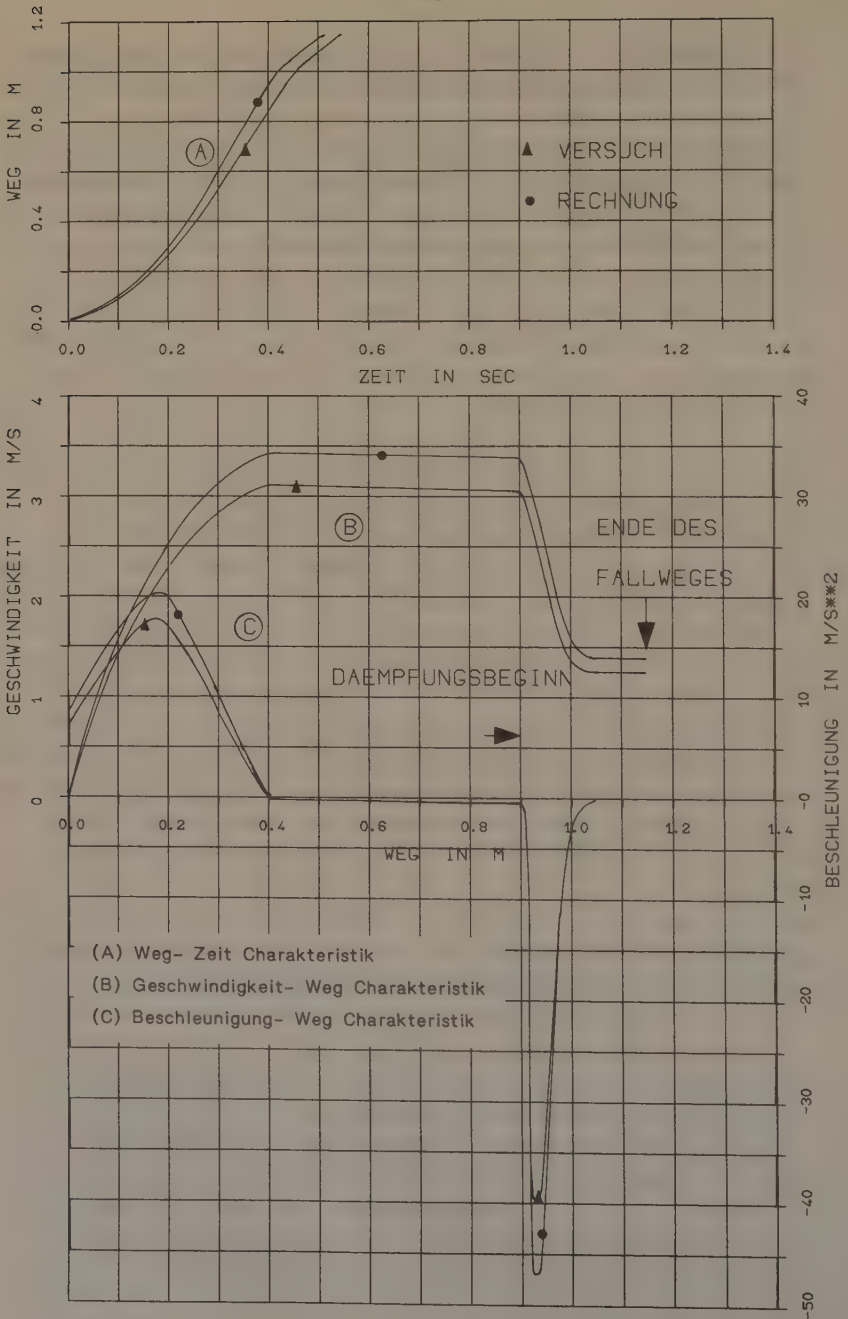
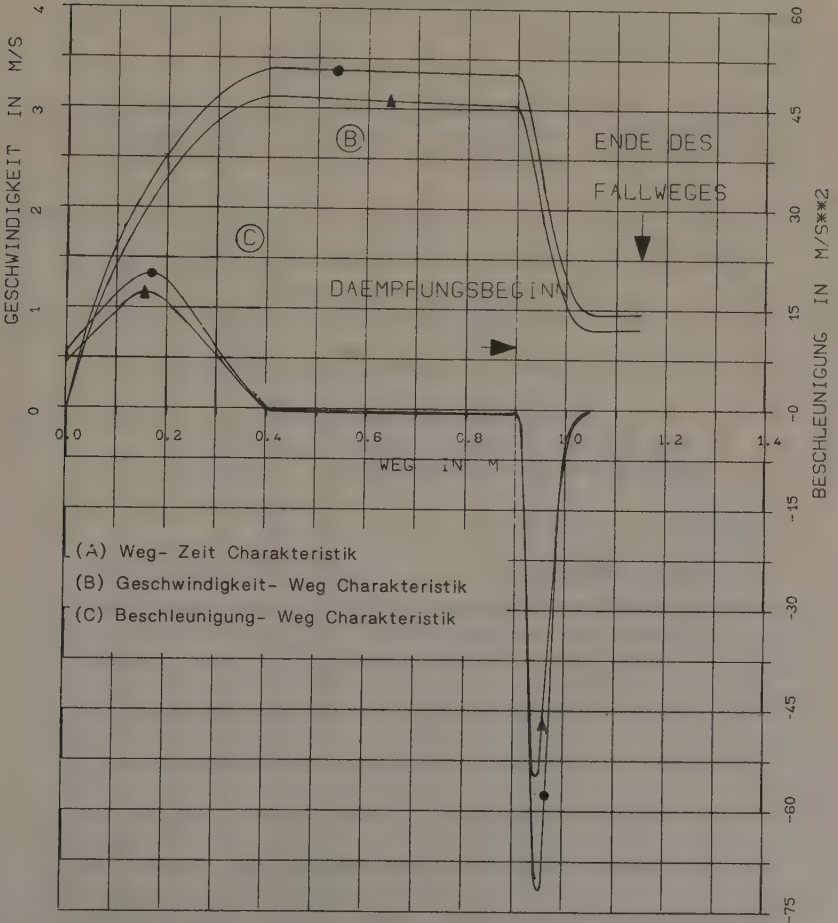
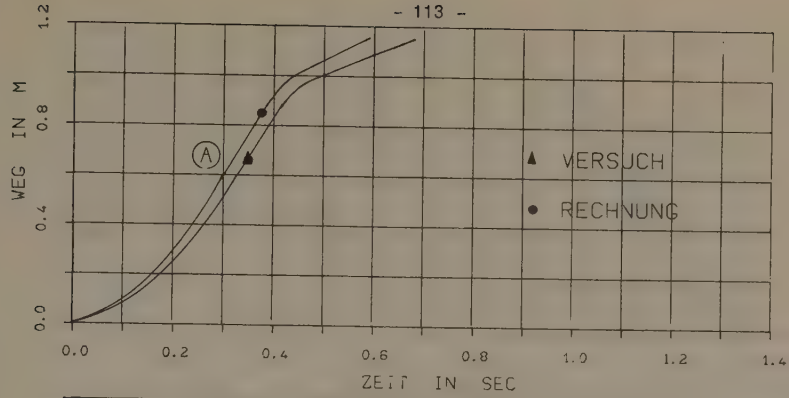


Abb. 45



- (A) Weg- Zeit Charakteristik
- (B) Geschwindigkeit- Weg Charakteristik
- (C) Beschleunigung- Weg Charakteristik

Abb. 46

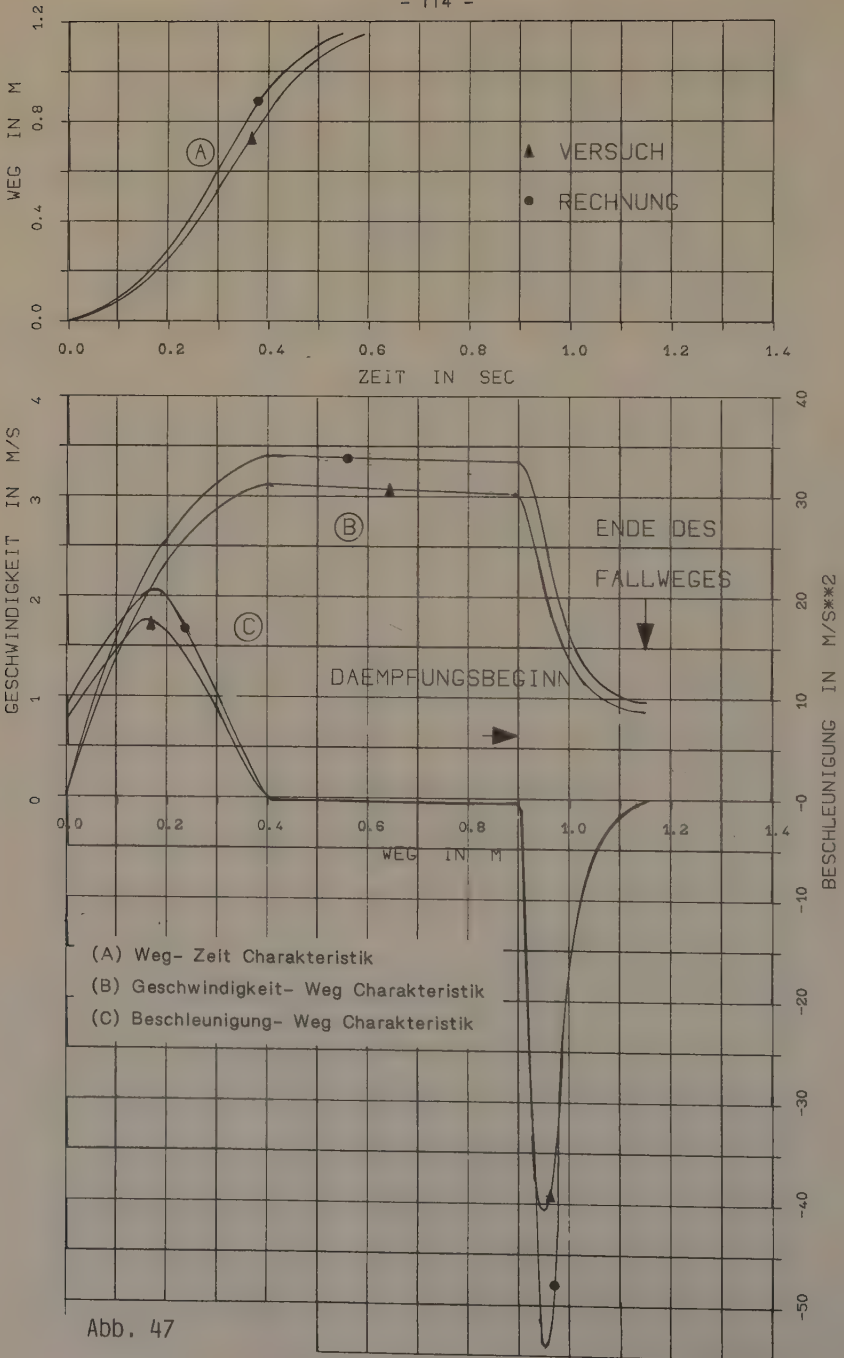


Abb. 47

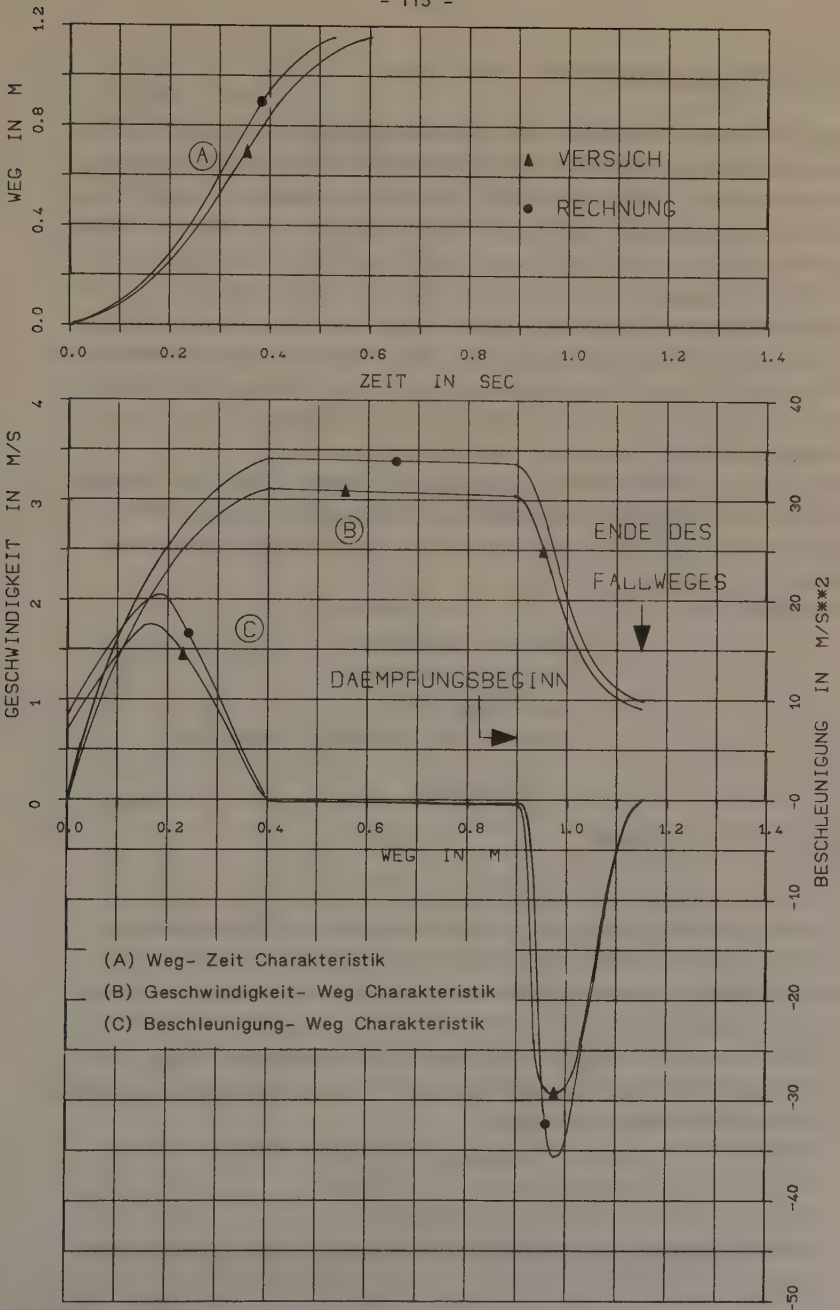


Abb. 48

8. Auswahl der Werkstoffe

Bei der Auswahl der Werkstoffe für die einzelnen Steuer- und Abschaltstabskomponenten sind in erster Linie die unterschiedlichen Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen. Da nur sehr geringe mechanische Belastungen auftreten, bestehen, bei der Auslegung keine Schwierigkeiten hinsichtlich der Festigkeit. Besonders zu berücksichtigen sind die stark unterschiedlichen Temperaturen der verschiedenen Arbeitsbereiche, die von ca. 50°C bis zu 550°C reichen.

Bild (49) zeigt den Temperaturverlauf im Gebiet des Reaktordeckels. Außerdem ist zu berücksichtigen, daß verschiedene Teile des Steuer- und Abschaltstabes ständig unter Natrium stehen, andere dagegen unter ständig gespülter Schutzgas-Stmosphäre; auch die unterschiedliche Strahlenbelastung, die zur Versprödung des Materials führen kann, muß erfaßt werden.

Ansonsten ist das Material so kostengünstig zu wählen, daß über die Lebensdauer hin eine Funktionstüchtigkeit der Teile gewährleistet ist.

Bei der Werkstoffauswahl wurde das gesamte System in vier Gruppen unterteilt;

Werkstoffe für:

- Rohrteile des Stabes
- Antrieb und Scrammagnet
- Pneumatikkomponenten
- übrige Bauteile (Dichtungen, Federn, etc.)

8.1. Rohrteile des Stabes

Die unter Natrium arbeitenden Rohre werden besonders durch Temperatur, Strahlung und Natriumkorrosion belastet, dazu zählen das Zentrierrohr, das Schubstangenrohr und das äußere Gestänge. Der Einfluß der Temperatur auf die verschiedenen Stahlsorten und deren Festigkeits- und Korrosionsverhalten ist im allgemeinen geklärt. Es laufen jedoch noch umfangreiche Versuche über das Verhalten der Werkstoffe unter Natrium bei Strahlenbelastung und hohen Temperaturen im Bereich von ca. 400 - 1000°C. Die bisherigen Versuche ergaben unter anderem folgende Ergebnisse:

- Erhöhung der Streckgrenze bis zu einem Faktor 2 im Temperaturbereich 400 - 600°C und Fluenzen von $\Phi \cdot t > 10^{22}$ nvt
- Abnahme der Duktilität und Zeitstandfestigkeit
- keine Veränderung der Kriechgeschwindigkeit bei $T > 550^\circ\text{C}$; bei $T < 550^\circ\text{C}$ kann eine Veränderung auftreten.

- Schwellen des Werkstoffes bei stabilisierten Stählen geringer als bei unstabilisierten Stählen
- geringe Korrosionsrate unter Natrium für austenetische Stähle von $10 \mu\text{m/a}$
- geringe interkristalline Korrosion bei Kohlenstoffgehalten zwischen 0,04 und 0,06 %.

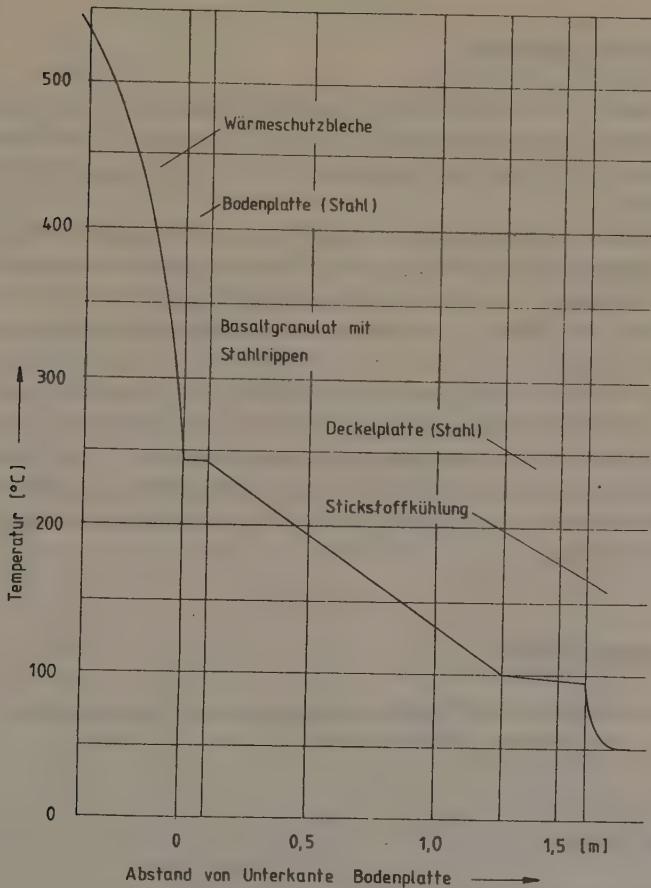


Abb. 49 : Axialer Temperaturverlauf im Reaktordeckel

Die Berücksichtigung dieser Untersuchungen führte zur Auswahl einiger Werkstoffe, deren Verhalten sich als günstig erwies. Für die obengenannten Rohre wurde der für den SNR-300 erprobte Werkstoff mit der Nummer 1.4961 gewählt. Es handelt sich um einen austenitischen Stahl. Für die weniger belasteten Rohre (Mantelrohr, Schubhülse, Halterohr und Schubstange), die unter Schutzgas arbeiten, wurde der ebenfalls erprobte Stahl 1.4550 gewählt.

8.2. Antrieb und Scammagnet

Bei der Auswahl der Werkstoffe für die Magnetkomponenten ist in erster Linie darauf zu achten, daß die Funktionssicherheit gewährleistet ist, d.h. die Werkstoffe müssen den Anforderungen entsprechen, die der Rechnung zugrunde gelegt werden.

Für das Hüllrohr des Antriebs, das im oberen Teil als Führungsrohr für die Stabstellungsanzeige ausgebildet ist, wurde für die magnetisierbaren Teile der Stahl ST 4006 gewählt und für die nichtmagnetisierbaren, der Werkstoff 1.4450. Das Stützrohr, das die aus ST 4006 bestehenden Antriebsstangen trägt, besteht ebenfalls aus dem nichtmagnetischen Stahl 1.4450. Die Spulen aus isoliertem Kupferdraht, nach DIN 46435, liegen in Messinghüllen, die ihrerseits in Spulen - Töpfen aus ST 4006 - gehalten werden. Alle übrigen Teile des Antriebs, wie Anker, Pole, Scheiben und Ringe bestehen aus dem Werkstoff C 10. Die Senkfeder wurde aus vergütetem, kugelgestrahltem Ventulfederdraht nach DIN 17223 Bl. 2 gefertigt. Beim Scammagneten wurden Kopf und Anker aus dem Reineisen S 3 gefertigt.

8.3. Pneumatikkomponenten

Die starren Rohrleitungen für die Druckversorgung und das Spülgas bestehen aus dem austenitischen Stahl X 10 Cu Ni Nb 189.

8.4. Übrige Bauteile

Auch für die übrigen Bauteile werden in der Regel erprobte Werkstoffe zugrunde gelegt, so z.B. werden die Spiral- und Tellerfedern aus Inconel x-750 ausgelegt, das auch unter Temperatur und Strahlenbelastung eine ausreichende Sicherheit gewährleistet. Für Dichtungen wurde der Werkstoff P T F E 528

vorgeschlagen, der im Temperaturbereich bis 260° C fast universell anwendbar ist.

Ansonsten wurde folgendes beachtet:

Für Gleitstoffpaarungen unter Natrium wurde die schon bei der Kupplung beschriebene Werkstoffkombination gewählt, für Einbauten unter Natrium der Werkstoff 1.4981, für Gestänge unter Natrium 1.4961 und für Bauteile im Schutzgasbereich 1.4550.

9. Zusammenfassung

Der hier speziell für einen Leistungsreaktor vom Typ Schneller Brutreaktor mit modifiziertem Kern konzipierte neue Steuer- und Abschaltstab erfüllt die an ihn gestellten Anforderungen trotz seiner einfachen Bauweise.

Das Ausfahren der Absorberstäbe nach oben gewährleistet ein Einfallen des Stabes selbst wenn alle anderen Komponenten versagen, denn die Schwerkraft steht als Schnellschlußkraft immer zur Verfügung.

Da allerdings die Schwerebeschleunigung nicht ausreicht, um die schnell verlaufenden Störungen zu kompensieren, wurde ein druckbeaufschlagtes Beschleunigungssystem entwickelt, das sicherstellt, daß der Absorber in der zur Verfügung stehenden Zeit seine unterste Position erreicht. Dabei wurde der Beschleunigungskolben in den untersten Bereich gelegt, um ein unnötiges Beschleunigen der Verbindungsgestänge zwischen Antrieb und Absorber zu vermeiden. Dies hat außerdem den Vorteil, daß man im unteren Bereich nur eine geringere Masse abbremsen muß.

Der Absorberstab wird abgebremst in einem speziell dafür ausgelegten Führungsrrohr, das im unteren Bereich in genau definiertem Abstand Einschnürungen mit definiertem Durchmesser besitzt. Diese Einschnürungen verengen den Raum, durch den das Kühlmittel entweichen kann, und bewirken somit einen Druckaufbau, der den fallenden Stab dämpft. Die definierten Abstände und Durchmesser wurden in Fallversuchen in einem dafür errichteten Versuchsstand optimiert.

Um den unteren Stabteil vom oberen trennen zu können wurde eine Kugelkupplung verwendet, die über eine Schubhülse von einem federunterstützten Scrammagneten betätigt wird. Die Kupplung wurde dabei so optimiert, daß ein leichtes Lösen möglich ist und kein Verklemmen auftreten kann.

Es wurde zur Steuerung der Kupplung ein Elektromagnet gewählt, da dieser bei Stromausfall ein automatisches Lösen der Kupplung zur Folge hat, also fail safe arbeitet. Dadurch wird die Sicherheit dieses Systems beträchtlich erhöht. Da die Tragkraft des Scrammagneten von der Stromstärke und vom vorhandenen Luftspalt abhängig ist, wurde sie in Versuchen mit einem maßstabsgerechten Magneten überprüft. Hierbei wurde die Tragkraft in Abhängigkeit von Luftspalt und Stromstärke gemessen. Es ergab sich, daß die ausgewählte Konstruktion den Anforderungen gerecht wurde.

Das An- und Abkoppeln des Absorbers im Normalbetrieb erfolgt durch das vertikale Verschieben eines Gestänges, das durch einen druckbeaufschlagten Steuer-

kolben betätigt wird. Dafür wurde eine Klauenkupplung entwickelt, die sich leichtgängig öffnen und schließen läßt. Diese Kupplung wurde in der Originalgröße gefertigt und anschließend einer Funktionsprüfung unterzogen.

Da sicherzustellen ist, daß der Kuppelprozeß im Normalbetrieb nur in unterster Stellung des Stabes erfolgen darf, wurde über dem Steuerkolben eine Sperrvorrichtung angeordnet, die nur in der untersten Position einrasten kann und nur dann eine Bewegung des Steuerkolbens erlaubt.

Um im Falle eines Schnellschlusses erkennen zu können, ob eine Trennung des unteren Stabteils vom oberen erfolgt ist, wurde über dem Beschleunigungskolben ein Reedkontakt angeordnet. Dieser Reedkontakt gibt ständig über den Verbindungszustand der beiden Stabteile Auskunft und ist außerhalb des Stabes über eine elektronische Schaltung mit dem Stab verbunden. Trennt der Scrammagnet nicht, so wird durch den Reedkontakt der Antriebsspulenstrom unterbrochen. Dies hat zur Folge, daß der gesamte Stab nicht mehr durch den Antrieb gehalten wird und in den Kern einfällt.

Dieser Antrieb ist speziell für Leistungsreaktoren konzipiert worden, bei denen für die Absorberstäbe eine mittlere Hubkraft und eine hermetische Abschließung des Antriebes (ohne Dichtungen) erforderlich ist, gleichzeitig aber auch kleine Abmessungen im Durchmesser - der maximale, verfügbare Durchmesser beträgt 230 mm - gefordert werden.

Die unbedingte Zuverlässigkeit des Antriebs wird bei der Konstruktion durch Verwendung weniger Elemente begünstigt. Alle beweglichen Teile des Antriebs befinden sich in der Argonatmosphäre und kommen nicht mit Natrium in Berührung. Außerdem haben alle beweglichen Teile genügend Spiel, so daß Verschleißpartikel ungehindert herunterfallen und mit Argon-Spülgas weggespült werden können, bevor sie sich an den berührenden Oberflächen absetzen.

Als Nachteil ist anzusehen, daß der Reibschluß des Antriebes ein stückweises Gleiten nicht sicher verhindern kann. Die Schrittweite ist dadurch nicht exakt definiert. Der Schlupf ist allerdings sehr gering, da dieser Effekt bei der Berechnung der Spulen durch entsprechende Sicherheitsfaktoren berücksichtigt wurde.

Der Antrieb ist ferner fail safe aufgebaut, so daß sämtliche elektrische Fehler einen Schnellschluß hervorrufen.

Die maximale Hubgeschwindigkeit wird ohne zusätzliche Hilfsmittel durch die Spu-

leninduktivität begrenzt, ein Aufgreifen des Stabes ist in jeder Position möglich.

Die elektrischen Bauelemente – Greifspulen, Hubspulen etc. – setzen sich aus einfachen erprobten Standardteilen zusammen und sind auswechselbar.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß die Wirtschaftlichkeit und betriebstechnische Sicherheit des hier vorgestellten neuen Steuer- und Abschaltorgans durch die Systemvereinfachung und die fail safe Konstruktion gegeben ist.

10. Literaturverzeichnis

- /1/ Ziegler, A.
Strömungsfeld im Reaktorkern mit offenen Brennelementen
Atomkernenergie, 27 (1976), 120 - 124

- /2/ KWU
300-MW-Kernkraftwerk Kalkar mit Schnellem natriumgekühltem Reaktor
SNR-300
Sicherheitsbericht, 1971

- /3/ KWU
1300-MWe-Kernkraftwerk mit Druckwasserreaktor
Sicherheitsbericht 1971

- /4/ E. P. Blizard
Reactor Handbook, Vol. III
Interscience Publishers, New York, 1962

- /5/ H.J. Steil
Systematische Untersuchung der Regelstabantriebe von Kernreaktoren
Forschungsbericht K66-13
Bundesministerium für wissenschaftliche Forschung, Mai 1966

- /6/ Heinz Gerber
Ein Beitrag zur Konstruktionsmethodik
Dissertation
Braunschweig 1971

- /7/ W. Eversheim
Konstruktionsmethodik
Habitationsanschrift an der Th Aachen 1969

- /8/ F. Hansen
Konstruktionssystematik
VEB Verlag Technik Berlin 1968

- /9/ W. Rodenacker
Konstruieren ohne Vorbilder
z. Maschinenmarkt, Würzburg 73

- /10/ Moeller
Leitfaden der Elektrotechnik
B. G. Teubner, Stuttgart 1974

- /11/ Bronstein-Semendjajew
Taschenbuch der Mathematik

- /12/ P. Profos
Handbuch der Industriellen Messtechnik
Vulkan-Verlag Essen 1974

- /13/ Hermann Schlichting
Grenzschichttheorie

- /14/ Pneumatik-Kompodium
VDI-Verlag GmbH

- /15/ K. Knüpfmüller
Einführung in die theoretische Elektrotechnik
Springer Verlag
Berlin Heidelberg New York 1973

- /16/ Schneller natriumgekühlter Reaktor (SNR-300)
Siemens Zwischenbericht 1968
Siemens Aktiengesellschaft, Erlangen

- /17/ Holbein, G.
Induktiver Tauchankergeber
Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1973)

- /18/ Siemens Forschungs- und Entwicklungsberichte
Bd. 4, Nr. 4/79

- /19/ Lewis, E. E.
Nuclear Power Reactor Safety
Wiley-Interscience Publication
New York 1977

/20/-Pestel, E.

Technische Mechanik, Bd. 1

Hochschultaschenbücher-Verlag

Mannheim 1969

/21/ Morrone, Nahavandi and Brussalis

Scram analysis for a liquid metal Fast Reactor

Nuclear Engineering and Design 38 (1976)

/22/ Lockett, G. E.

Some design aspects of nuclear-reactor control mechanism

Nuclear Energy Conference, Harwell, 1966

/23/ Noyes, R. C. and Gilbertsen, I. C.

LMFBR Shutdown Systems

ANS Transactions, Vol. 14, No 2, 1971

/24/ Minutschehr, D.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen über axiale Labyrinth-Dichtungen bei Turbomaschinen.

Dissertation, Technische Hochschule Stuttgart (1964)

Lebenslauf

Persönliches:	Shyamal Goswami geboren am 19. September 1950 in Lucknow/Indien
Schulische Ausbildung:	
1960 - 1964	Besuch der High School in Aligarh/Indien
1964 - 1965	Besuch der Pre-University in Aligarh/Indien
1965 - 1970	Studium der Fachrichtung Maschinenbau am College of Engineering and Technology in Aligarh/Indien Abschluß der Bachelor-Prüfung am 31. Juli 1970
1976 - 1978	Studium des Maschinenbaues an der RWTH Aachen Abschluß der Diplomprüfung am 8. Oktober 1972
Berufstätigkeit:	
3. 8. 70 - 30. 8. 70	Produktionsingenieur bei der Firma Modern Tin Printers and Fabricators in Agra/Indien
10. 9. 71 - 31. 3. 76	Marketing-Ingenieur bei der Firma Gebr. Seifert in Lüdenscheid
1.11. 78 - 31.12. 78	Wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Reaktortechnik der RWTH Aachen, Lehrstuhlinhaber: Prof. Dr. rer. nat. R. Schulten
Seit Januar 1979	Wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Reaktortechnik der Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhlinhaber: Prof. Dr. rer. nat. A. Ziegler

